



This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

- + *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.
- + *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.
- + *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.
- + *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at <http://books.google.com/>



A propos de ce livre

Ceci est une copie numérique d'un ouvrage conservé depuis des générations dans les rayonnages d'une bibliothèque avant d'être numérisé avec précaution par Google dans le cadre d'un projet visant à permettre aux internautes de découvrir l'ensemble du patrimoine littéraire mondial en ligne.

Ce livre étant relativement ancien, il n'est plus protégé par la loi sur les droits d'auteur et appartient à présent au domaine public. L'expression "appartenir au domaine public" signifie que le livre en question n'a jamais été soumis aux droits d'auteur ou que ses droits légaux sont arrivés à expiration. Les conditions requises pour qu'un livre tombe dans le domaine public peuvent varier d'un pays à l'autre. Les livres libres de droit sont autant de liens avec le passé. Ils sont les témoins de la richesse de notre histoire, de notre patrimoine culturel et de la connaissance humaine et sont trop souvent difficilement accessibles au public.

Les notes de bas de page et autres annotations en marge du texte présentes dans le volume original sont reprises dans ce fichier, comme un souvenir du long chemin parcouru par l'ouvrage depuis la maison d'édition en passant par la bibliothèque pour finalement se retrouver entre vos mains.

Consignes d'utilisation

Google est fier de travailler en partenariat avec des bibliothèques à la numérisation des ouvrages appartenant au domaine public et de les rendre ainsi accessibles à tous. Ces livres sont en effet la propriété de tous et de toutes et nous sommes tout simplement les gardiens de ce patrimoine. Il s'agit toutefois d'un projet coûteux. Par conséquent et en vue de poursuivre la diffusion de ces ressources inépuisables, nous avons pris les dispositions nécessaires afin de prévenir les éventuels abus auxquels pourraient se livrer des sites marchands tiers, notamment en instaurant des contraintes techniques relatives aux requêtes automatisées.

Nous vous demandons également de:

- + *Ne pas utiliser les fichiers à des fins commerciales* Nous avons conçu le programme Google Recherche de Livres à l'usage des particuliers. Nous vous demandons donc d'utiliser uniquement ces fichiers à des fins personnelles. Ils ne sauraient en effet être employés dans un quelconque but commercial.
- + *Ne pas procéder à des requêtes automatisées* N'envoyez aucune requête automatisée quelle qu'elle soit au système Google. Si vous effectuez des recherches concernant les logiciels de traduction, la reconnaissance optique de caractères ou tout autre domaine nécessitant de disposer d'importantes quantités de texte, n'hésitez pas à nous contacter. Nous encourageons pour la réalisation de ce type de travaux l'utilisation des ouvrages et documents appartenant au domaine public et serions heureux de vous être utile.
- + *Ne pas supprimer l'attribution* Le filigrane Google contenu dans chaque fichier est indispensable pour informer les internautes de notre projet et leur permettre d'accéder à davantage de documents par l'intermédiaire du Programme Google Recherche de Livres. Ne le supprimez en aucun cas.
- + *Rester dans la légalité* Quelle que soit l'utilisation que vous comptez faire des fichiers, n'oubliez pas qu'il est de votre responsabilité de veiller à respecter la loi. Si un ouvrage appartient au domaine public américain, n'en déduisez pas pour autant qu'il en va de même dans les autres pays. La durée légale des droits d'auteur d'un livre varie d'un pays à l'autre. Nous ne sommes donc pas en mesure de répertorier les ouvrages dont l'utilisation est autorisée et ceux dont elle ne l'est pas. Ne croyez pas que le simple fait d'afficher un livre sur Google Recherche de Livres signifie que celui-ci peut être utilisé de quelque façon que ce soit dans le monde entier. La condamnation à laquelle vous vous exposeriez en cas de violation des droits d'auteur peut être sévère.

À propos du service Google Recherche de Livres

En favorisant la recherche et l'accès à un nombre croissant de livres disponibles dans de nombreuses langues, dont le français, Google souhaite contribuer à promouvoir la diversité culturelle grâce à Google Recherche de Livres. En effet, le Programme Google Recherche de Livres permet aux internautes de découvrir le patrimoine littéraire mondial, tout en aidant les auteurs et les éditeurs à élargir leur public. Vous pouvez effectuer des recherches en ligne dans le texte intégral de cet ouvrage à l'adresse <http://books.google.com>

Sci 1480.188

HARVARD COLLEGE LIBRARY



BOUGHT FROM THE INCOME OF THE FUND
BEQUEATHED BY

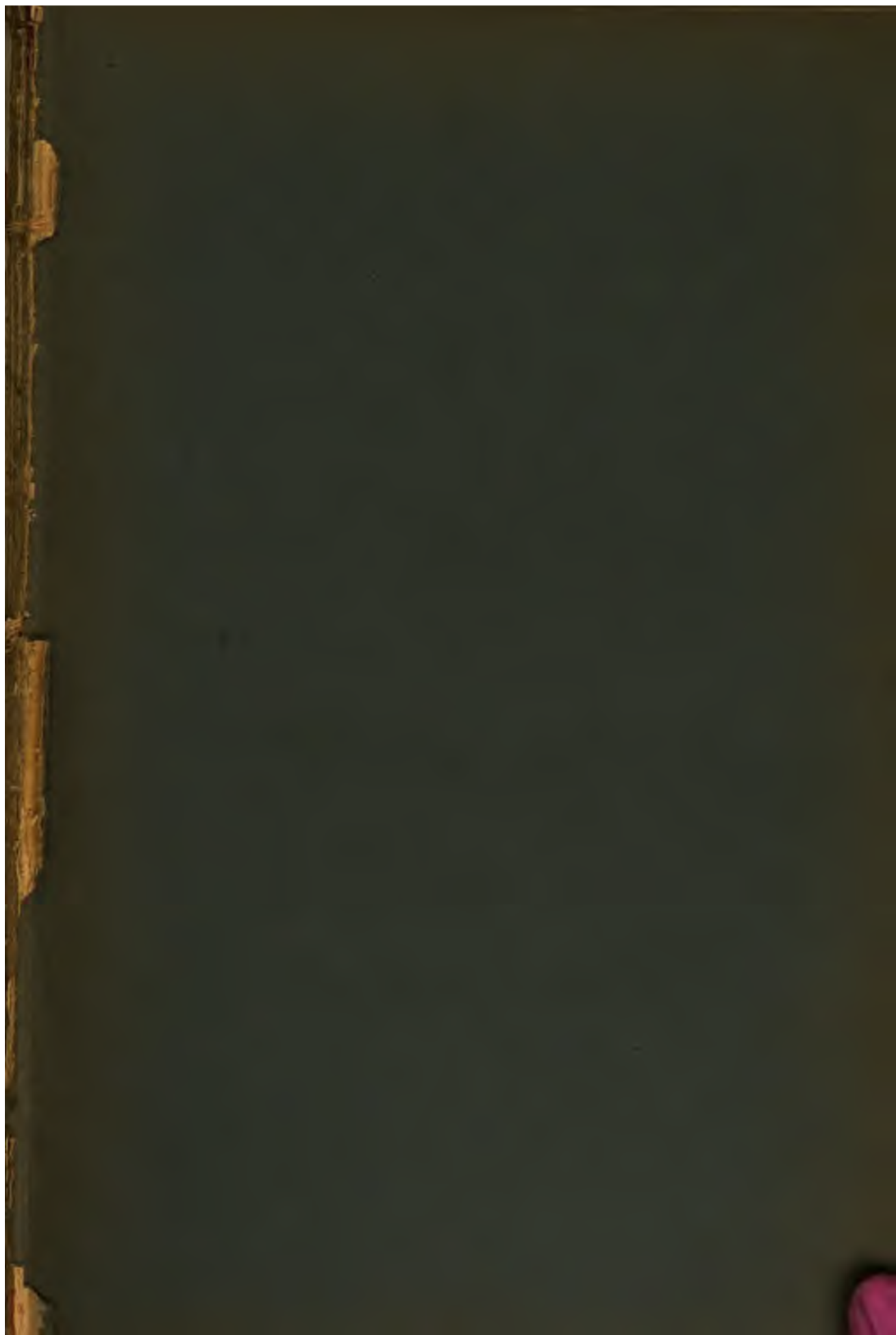
PETER PAUL FRANCIS DEGRAND

(1787-1855)

OF BOSTON

FOR FRENCH WORKS AND PERIODICALS ON THE EXACT SCIENCES
AND ON CHEMISTRY, ASTRONOMY AND OTHER SCIENCES
APPLIED TO THE ARTS AND TO NAVIGATION

SCIENCE CENTER LIBRARY



BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.

PARIS. — IMPRIMERIE GAUTHIER-VILLARS ET FILS,
Quai des Grands-Augustins, 55.

BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.

N° 7.
SESSION DE 1896.



PARIS,
GAUTHIER-VILLARS ET FILS, IMPRIMEURS-LIBRAIRES
DU BUREAU DES LONGITUDES, DE L'ÉCOLE POLYTECHNIQUE,
Quai des Grands-Augustins, 55.

1897

Sci 1480.155



DeGrand furr

BULLETIN
DE
L'ASSOCIATION TECHNIQUE
MARITIME.

STATUTS

APPROUVÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 1^{er} DÉCEMBRE 1888,
MODIFIÉS PAR L'ASSEMBLÉE GÉNÉRALE DU 17 JANVIER 1895.

But de l'institution.

ART. 1. — Il est créé à Paris une *Association technique maritime* ayant pour but de perfectionner la construction et l'armement des navires :

1° En rassemblant en commun les résultats de l'expérience acquise isolément par les constructeurs, mécaniciens, officiers de marine, armateurs, yachtsmen et autres, et qui, sans valeur lorsqu'ils restent isolés, peuvent aider au progrès des constructions lorsqu'ils se trouveront condensés dans une publication spéciale ;

2° En faisant connaître les résultats des travaux accomplis à l'étranger et en constituant des archives renfermant tous les renseignements utiles aux industries maritimes ;

3° En mettant à la disposition de l'initiative individuelle la force collective de l'institution pour étudier les inventions nouvelles, discuter les théories et problèmes techniques, et poursuivre les recherches expérimentales et autres qui peuvent être de nature à faire progresser la science des constructions navales et les méthodes d'exploitation maritime.

Organisation.

ART. 2. — L'Association technique maritime se composera de *membres adhérents* et de *membres honoraires*.

Les membres adhérents seront convoqués en assemblée générale chaque année, dans le courant du mois de décembre, afin d'élire les membres du Bureau et le trésorier pour l'année suivante. Les membres du Bureau ainsi que le trésorier sont rééligibles.

§ 1. Tout candidat devra être âgé de 21 ans, au moins, et être présenté par deux membres au moins.

Les officiers des différents corps de la marine militaire seront admis sans avoir besoin de présentation.

§ 2. Le titre de *membre honoraire* pourra être donné aux personnes auxquelles l'Association désirera conférer une distinction honorifique.

§ 3. Auront droit au titre de *membre fondateur* les membres du Comité d'organisation et les premiers adhérents.

§ 4. L'admission provisoire des membres nouveaux sera prononcée par le Bureau.

L'admission sera rendue définitive par le vote de l'assemblée générale.

Administration.

ART. 3. — L'Association sera administrée par son Bureau, composé d'un président, de six vice-présidents, d'un secrétaire général, d'un secrétaire, d'un secrétaire-adjoint et d'un trésorier.

Le Bureau s'adjoindra un certain nombre de membres adhérents, pouvant s'élever à vingt, pour former un *Comité d'études* qui examinera les communications adressées à l'Association, décidera s'il y a lieu de les publier dans le *Bulletin* ou de les lire à l'assemblée générale, prendra toutes les mesures propres à favoriser le développement de l'Association, la création d'archives aussi complètes que possible, etc.

§ 1. Ce Comité d'études se réunira sous la présidence du président ou de l'un des vice-présidents, chaque fois que le Bureau le jugera nécessaire.

§ 2. Les fonctions du secrétaire général consisteront à diriger la correspondance de l'Association, à tenir les procès-verbaux de toutes les séances, à s'occuper de la publication des Mémoires, à prendre soin de la bibliothèque et des collections de la Société, à diriger la préparation des comptes.

§ 3. Le secrétaire général sera assisté du secrétaire et du secrétaire-adjoint. Ce dernier sera chargé spécialement de la bibliothèque et de l'impression du *Bulletin de l'Association*.

Assemblée générale.

ART. 4. — Une assemblée générale de l'Association aura lieu chaque année à Paris, au siège provisoire de la Société, rue de l'Arcade, 15.

§ 1. L'ordre du jour de l'assemblée générale sera fixé ainsi qu'il suit :

1° Lecture des rapports du Comité d'études et du trésorier;

2° Élection du Bureau pour l'année suivante;

3° Lecture et discussion des Mémoires approuvés par le Comité d'études;

4° Modification des statuts s'il y a lieu.

Le nouveau Bureau entrera en fonctions à partir de la clôture de l'assemblée générale.

Cotisations.

ART. 5. — § 1. Les membres adhérents payeront une cotisation annuelle de 30^{fr} : ils recevront en échange le *Bulletin de l'Association*.

La cotisation annuelle pourra être remplacée par un paiement unique de 400^{fr}, qui donnera droit au titre de souscripteur perpétuel.

§ 2. A défaut de paiement pendant deux années consécutives, le Bureau pourra proposer la radiation.

Le Bureau pourra accorder des dispenses de cotisation aux membres et associés qui se trouveront dans des conditions spéciales, ou accepter en paiement des livres ou autres objets utiles à l'Association.

Les membres honoraires ne payeront pas de cotisation.

§ 3. Les cotisations sont dues à compter du 1^{er} janvier de chaque année, quelle que soit l'époque de l'admission. La première année se comptera à partir du 1^{er} janvier 1889.

Emploi des fonds.

ART. 6. — Les ressources provenant des cotisations et des dons faits à l'Association seront employées au paiement des frais de toute sorte supportés par l'administration, à la publication du *Bulletin*, à la constitution d'une bibliothèque technique, etc.

Les sommes restant en caisse à la fin de chaque année seront placées par les soins du Bureau et réservées pour faire face aux dépenses exceptionnelles que l'Association peut avoir à supporter.

Dispositions légales.

ART. 7. — Nul ne peut être élu membre du Bureau s'il n'est Français et s'il ne jouit pas de ses droits civils et politiques.

ART. 8. — Le président de la Société fera connaître en temps utile à l'autorité les changements qui viendront à se produire dans la composition du Bureau.

Il adressera chaque année à M. le Préfet de police un compte rendu sur la situation morale et financière de la Société.

ART. 9. — Les discussions politiques et religieuses sont formellement interdites dans les réunions.

ART. 10. — Les modifications statutaires qui seraient adoptées ne pourront être mises en vigueur sans l'approbation préalable de l'autorité.

ART. 11. — La dissolution de l'Association ne pourra être prononcée que par une assemblée générale et à la majorité des deux tiers des membres présents.

ART. 12. — En cas de dissolution, les fonds restant en caisse, après toutes dépenses soldées, seront versés à une Société scientifique ou à une Société de bienfaisance, selon la décision prise à ce sujet par l'assemblée générale.

NOTA. — Les correspondances, Mémoires, brochures, livres, journaux, etc., doivent être adressés à M. le secrétaire général de l'Association technique maritime, 8, place de la Bourse, à Paris.

Les cotisations non encore payées peuvent être adressées à M. Borja de Mozota, trésorier, Bureau Veritas, 8, place de la Bourse, Paris.



ANNÉE 1896-97.

Président d'honneur de l'Association :

M. FÉLIX FAURE, Président de la République.

MEMBRES DU BUREAU.

<i>Président :</i>	M. DE BUSSY , Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.
<i>Président d'honneur :</i>	M. le Vice-Amiral THOMASSET .
<i>Vice-présidents :</i>	M. BERTIN , Directeur des Constructions navales.
	M. BIENAYMÉ , Inspecteur général du Génie maritime.
	M. DAYMARD , Ingénieur en chef de la Compagnie Générale Transatlantique.
	M. CH. MOUTIER , Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes <i>la Foncière</i> .
	M. J.-A. NORMAND , Constructeur de navires au Havre.
	M. E. PÉRIGNON , Ingénieur.
<i>Secrétaire général :</i>	M. L. PIAUD , Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
<i>Secrétaire-adjoint :</i>	M. L. MULLER , Capitaine au long cours.
<i>Trésorier :</i>	M. BORJA DE MOZOTA , Chef du Service administratif au Bureau Veritas.

COMITÉ D'ÉTUDES.

MM. LES MEMBRES DU BUREAU

et **MM. CARIÉ**, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

DOYÈRE, Ingénieur de la Marine.

DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.

LECLERT, Ingénieur de la Marine en retraite.

MENIER (G.), Ingénieur civil.

NOEL, Ingénieur de la Marine en retraite.

RUEFF, Directeur des Messageries fluviales de Cochinchine.

WIDMANN, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

LISTE GÉNÉRALE DES MEMBRES.

MM.

- ALLEST (D'), Directeur des Ateliers Fraissinet, à Marseille.
ANASTASIOU, Ingénieur de la Marine hellénique, à Athènes.
ARTZAOULOFF, Constructeur en chef de la Marine russe, à Sébastopol.
AUROUS, Directeur des Constructions navales en retraite.
AUROUS, Sous-Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, à Paris.
BACOT, Ingénieur des Constructions navales en retraite.
BAL (ED.), Administrateur délégué du Bureau Veritas.
BARBA, ancien Ingénieur de la Marine, ancien Ingénieur en Chef des usines du Crousot.
BARTHELET, Directeur du *Sémaphore*, à Marseille.
BELAMY, Inspecteur du Bureau Veritas, à Nantes.
BERNARD, Directeur de la *Banque maritime*.
BERNARD, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, au Havre.
BERNARDI, Directeur technique du Chantier naval Odero, Italie.
BERRIER-FONTAINE, Directeur des Constructions navales, à Toulon.
BERTIN, Directeur des Constructions navales, Paris.
BIDERMANN, Ingénieur.
BIENAYMÉ, Inspecteur général du Génie maritime en retraite.
BOISSEVAIN, Inspecteur du Bureau Veritas, à Marseille.
BONDY (vicomte L. DE), Président de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde, à Paris.
BONNET (A.), Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, au Havre.
BORJA DE MOZOTA, Chef du Service administratif du Bureau Veritas.
BOUCHER, Ingénieur-Mécanicien.
BOUCLEY, Directeur de la Corderie Centrale, à Paris.
BRICARD (H.), Directeur de l'exploitation des Forges et Chantiers de la Méditerranée, au Havre.
BROTHERHOOD, Ingénieur (S. P.).
BUSSY (DE), Membre de l'Institut, Inspecteur général du Génie maritime en retraite, Ingénieur conseil de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire.
CABROL (Baron PH. DE), Administrateur Délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.
CADIAT, Directeur des Établissements Mouraille, à Toulon.
CANET, Directeur du service de l'artillerie aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.
CARIÉ, Ingénieur en chef de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
CHAPMAN, Ingénieur civil.
CHACE (Mason Smith), Élève libre à l'École d'Application du Génie maritime.
CHASSELOUP-LAUBAT (Marquis de), Ingénieur civil, Paris (S. P.).
CHAUDOYE, Directeur général de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.

MM.

- CHEVREUX, Ingénieur civil des Constructions navales.
CLAPARÈDE (Cl.), Ingénieur-Constructeur, à Argenteuil.
CLAPARÈDE (Fr.), Ingénieur-Constructeur, à Argenteuil.
CLAUZEL, Ingénieur de la Marine, Directeur de l'École d'Application du Génie maritime, à Paris.
CLEEF (J.-E. VAN), Ingénieur de la Marine néerlandaise, Département de la Marine, à Soerabaya.
CLERMONT (DE), Administrateur de la Compagnie des Chargeurs Réunis.
COP, Ingénieur de la Marine des Pays-Bas.
COURVILLE (DE), Ingénieur de la Marine, Professeur à l'École des Hautes Études de la Marine, Paris.
COVILLE, Ingénieur en Chef des Chantiers de Graville, au Havre.
CRETZ, Ingénieur de la Société Cockerill.
CRONEAU, Ingénieur de la Marine.
CROSNIER, Ingénieur aux anciens Établissements Cail.
DABLAUD, Fondé de pouvoirs de la *Foncière-Transports*.
DAYMARD, Ingénieur en Chef de la Compagnie Générale Transatlantique, à Paris.
DEGOIX, Assureur maritime.
DEGOUY, Capitaine de Frégate, Professeur à l'École Supérieure de Guerre, Paris.
DELAITRE, Ingénieur de la Marine en retraite, Ingénieur à la Compagnie de l'Ouest.
DELAUNAY-BELLEVILLE, Président de la Chambre de Commerce, à Paris.
DELZONS, Représentant à Paris de la *Maatschappij de Maas*, de Rotterdam.
DENNY (Arch^d), Constructeur, à Dumbarton.
DEWULF, Capitaine au long cours, Inspecteur du Lloyd, à Dunkerque.
DEZEUSTRE, Assureur maritime, à Boulogne-sur-Mer.
DIBOS, Ingénieur de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*.
DOYÈRE, Ingénieur de la Marine, à Paris.
DREYFUS (J.), Ingénieur.
DREYFUS (M.), Administrateur-Délégué de la Société des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Paris.
DRZEWIECKI (Stéphane), Ingénieur.
DUBAR, Directeur de la succursale des anciens Établissements Cail, à Saint-Denis.
DUBOC, Lieutenant de vaisseau de réserve, Boulogne-sur-Seine.
DUCHESNE, Ingénieur au Bureau Veritas.
DUDEBOUT, Sous-Directeur du Matériel au Ministère de la Marine.
DULNIAU, Chef du Service des machines aux usines du Creusot.
DUMINY, Ingénieur en Chef de la Compagnie des Chargeurs Réunis, au Havre.
DUPRAT, Directeur de la Compagnie des Chargeurs Réunis, à Paris.
DUPRÉ, Ingénieur de la Marine, Lorient.
DUPRÉ (M.), Capitaine de frégate.
ELGAR (Francis), Vice-Président de l'*Institution of Naval Architects*.
ELLIS, ancien Inspecteur du Bureau Veritas, à Liverpool.
EVERS, Ingénieur civil, au Havre.
FARAMOND DE LAFAYOLE (DE), Ingénieur des Arts et Manufactures.
FAUTREL (G.), Armateur, Paris.
FÉLIX FAURE, Président de la République française.

MM.

FERRAND, Ingénieur de la Marine, à Paris.

FLEURET, Ingénieur civil.

FLICHE, Ingénieur de la Marine en retraite, attaché aux usines du Creusot.

FOX (Samson), Managing Director Leeds Forge. Leeds.

GALLICE, Yachtman.

GARELLI (Fabio), Ingénieur aux Chantiers de Sestri-Ponente, Italie.

GARNIER, Ingénieur de la Marine, à Toulon.

GAUTHIER, Ingénieur à la Compagnie des Chargeurs Réunis, au Havre.

GAUTHIER-VILLARS, ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur.

GAUTHIER-VILLARS (Albert), ancien Élève de l'École Polytechnique, Imprimeur-Éditeur.

GEFFRIN, Inspecteur du Bureau Veritas, à Dunkerque.

GODARD, Ingénieur de la Marine, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.

GODET, Ingénieur de la Corderie Centrale, au Havre.

GODINET (A.), Ingénieur civil, à Lyon.

GOYETCHE, Assureur maritime, à Bordeaux.

GROLOUS, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique.

GUÉRIN DE LITEAU, Ingénieur à la Compagnie Générale Transatlantique.

GUGLIELMINO (Pietro), Ingénieur aux Chantiers Ansaldo, Italie.

GUICHARD, Directeur des Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.

GUILLAUME (E.), Ingénieur de la Marine, Rochefort.

GUYOU, Capitaine de frégate, Membre de l'Institut.

HARADA, Ingénieur à l'Arsenal de Kuri (Japon).

HART (G.), Ingénieur au Chemin de fer du Nord, Paris.

HAUSER, Ingénieur de la Marine, à Paris.

HEER (H. DE), Ingénieur de la Marine néerlandaise, Département de la Marine, Batavia.

HUBAC, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.

HUYGHENS, Constructeur de navires, à Amsterdam.

JANSEN, Ingénieur civil, à Maëstricht.

JULLIEN (Marius).

KIRKALDY, à Londres.

KRAFT (fils), Chantier Cockerill, à Seraing.

KRILOFF (A.), Professeur à l'Académie navale de Saint-Pétersbourg, Lieutenant de vaisseau de la Marine russe.

LAFERTÉ, de la maison Schneider, à Paris.

LAGANE, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, La Seyne.

LAMBERT, Ingénieur civil, à Paris.

LARUE, Directeur de la Compagnie générale de la Navigation, à Lyon.

LAUBEUF, Ingénieur de la Marine, à Cherbourg.

LECLERT, Ingénieur des Constructions navales en retraite, à Paris.

LECOINTE, Ingénieur en chef de la Marine belge.

LEDoux, Ingénieur en Chef au corps des Mines, à Paris.

LEFLAIVE, Ingénieur de la Marine, Paris.

LEGRU, Ingénieur civil.

LELIEPVRE, Ingénieur chargé de l'Agence maritime de la Société de Denain et d'Anzin, à Dunkerque.

• LEROY (J.), Agent de la Compagnie d'Assurances maritimes *la Foncière*, à Calais.

MM.

- LE SAUVAGE, Directeur des Chantiers Saïre, à Arles.
LEVERD, Courtier-Juré d'Assurances, à Paris.
LIKHOTCHOF, Vice-Amiral (Marine Impériale Russe), à Paris.
LOIR, Lieutenant de vaisseau.
LUCARDIE, Directeur de la *Maatschappij de Maas*, Rotterdam.
MADAMET, Directeur de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Marseille.
MALLET, Sous-Directeur de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MARBEC, Ingénieur des Constructions navales, à Toulon.
MARCHAL (H.), Ingénieur de la Marine, à Saint-Nazaire.
MATHELIN, Sous-Ingénieur de la Marine, à Paris.
MAUPEOU D'ABLEIGES (DE), Directeur des Constructions navales, à Lorient.
MAW, Ingénieur, Directeur de l'*Engineering*, à Londres.
MEERTEN (H. VAN), Ingénieur en Chef des Constructions navales à l'Arsenal de Sœrabaya.
MENIER (Gaston), Ingénieur civil.
MENIER (Henri), Ingénieur civil.
MERVEILLEUX DU VIGNAUX, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
MICHELI (P.), Inspecteur du Bureau Veritas, à Gênes.
MILLAR (Sir W. Armstrong, Mitchell et C^o, à Newcastle).
MORITZ, Ingénieur de la Marine, attaché aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Marseille.
MÖRNER (Comte H.-A.), Ingénieur de la Marine Royale suédoise, à Stockholm.
MOUTIER, Directeur général de la Compagnie d'assurances maritimes *la Foncière*.
MULLER, Capitaine au long cours.
NICLAUSSE (J.), de la Société J. et A. Niclausse, Société des Générateurs inexplosibles.
NOËL (Charles), Ingénieur des Constructions navales en retraite.
NORMAND (J.-A.), Ingénieur-Constructeur au Havre.
PAINVIN, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
PÉRIGNON, Ingénieur des Arts et Manufactures.
PERRÉGAUX, Ingénieur civil.
PETITHOMME, Ingénieur en chef aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Nantes.
PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.
PIERRARD, Ingénieur de la Marine belge, à Anvers.
PIHLGREN, Directeur des Constructions navales, Stockholm.
PONCHEZ, Ingénieur de la Société des Générateurs Belleville, à Saint-Denis.
PRUDON, Mécanicien principal de la Marine, en retraite, attaché aux usines du Creusot, Cherbourg.
RAVIER (S.-L.), Ingénieur de la Marine, à Toulon.
REUNER, Ingénieur en Chef de la Compagnie Impériale et Royale de Navigation à vapeur sur le Danube.
RISBEC, Ingénieur de la Marine, Directeur des Ateliers des Messageries maritimes, à la Ciotat.
ROCHE, ancien Ingénieur de la Marine, Directeur de l'usine à gaz de Nevers.
ROSSEL, Agent principal de la Société des Chantiers et Ateliers de la Gironde.
ROTHSCHILD (baron Arthur DE), Propriétaire de yachts.
ROTHSCHILD (baron Edouard DE), Propriétaire de yachts.
ROVERS, Inspecteur du Bureau Veritas, à Amsterdam.
RUEFF, Administrateur-Délégué des Messageries fluviales de Cochinchine (S. P.).

MM.

- SABATHIER**, Ingénieur au Bureau Veritas, au Havre.
SALVERT-BEILENAVE (DUTOIR DE), Ingénieur de la Marine, à Toulon.
SATRE (Henri), Ingénieur-Constructeur, à Lyon.
SAUTTER, Ingénieur de la maison Sautter, Harlé et C^{ie}, à Paris.
SCHMIDT (M.), Directeur des Chantiers du Creusot, à Chalon.
SCHNEIDER (Henri), Directeur des Établissements du Creusot.
SCIAMA, Directeur de la maison Breguet, à Paris.
SEBERT (Général), Forges et Chantiers de la Méditerranée, à Paris.
SIEBBER, Ingénieur des Constructions navales, Sørabaya.
SIGAUDY, Ingénieur en chef des Forges et Chantiers de la Méditerranée, au Havre.
SIMONOT (E.), Ingénieur de la Marine, au Creusot.
STAPPER DE DUCLOS, Ingénieur-Constructeur, à Marseille (S. P.).
TERRÉ, Ingénieur de la Marine, à Paris (S. P.).
THIRION, Ingénieur-Constructeur, à Paris..
THOMASSET (Vice-Amiral).
TOULOT, Ingénieur de la Compagnie française de Transports fluviaux et maritimes, à Paris.
TOUSSAINT, Chef du Service des Ateliers et Constructions des usines du Creusot.
TURBOT, Fabricant de chaînes, à Anzin.
VASCONCELLOS (J. DE), Ingénieur des Constructions navales, à Lisbonne.
VASLIN (H.), Ingénieur civil.
VECHTKOURZOFF, Ingénieur de la Marine russe.
VERMAND, Ingénieur aux Ateliers et Chantiers de la Loire, à Saint-Nazaire.
VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales (S. P.).
VOILLAUME (G.) Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée, au Havre.
VOISIN (E.), Capitaine au long cours.
WAHL, Ingénieur de la Marine, à Paris.
WETHERBEE, Ingénieur des Constructions navales, aux États-Unis.
WHITE (Sir William), Director of naval Construction and Assistant Controller of the navy,
Membre de la Société Royale de Londres.
WIDMANN, Directeur général de la Société des Forges et Chantiers de la Méditerranée, à
Paris.
WILKINSON, expert du Lloyd, au Havre.
WOODWARD, Ingénieur des Constructions navales, Newport News ship building C^o, new-
port News, Virginia, E. U.
YARROW, Constructeur (Poplar, London).
-

SEPTIÈME SESSION

DE

L'ASSOCIATION TECHNIQUE MARITIME

17, 18 ET 19 DÉCEMBRE 1896.

La septième Assemblée générale des Membres de l'Association technique maritime a eu lieu dans le nouveau local mis à leur disposition, 16, rue de l'Arcade, à Paris, les 17, 18 et 19 décembre 1896, sous la présidence de M. de Bussy, membre de l'Institut.

Après avoir souhaité la bienvenue aux membres présents, M. le Président donne la parole au Trésorier pour le compte rendu de la situation financière de l'Association, qui s'établit comme suit :

État des recettes et dépenses au 17 décembre 1896.

Recettes.

Solde de l'exercice 1895 (arrêté au 31 décembre).....	5816,01
Cotisations 1892-93-94.....	90
» 1895.....	540
» 1896.....	3630
» 1897.....	30
Souscriptions des membres perpétuels : M. Terré	400
» M. L. Vivet.....	400
Vente de <i>Bulletins de l'Association</i>	967,20
Intérêts de 7 obligations P.-L.-M. fusion 3 pour 100	94,50
	11967,71

Ass. techn. mar., 1896.

Dépenses.

Loyer et gratification.....	450
Note de l'imprimeur (<i>Bulletin</i> n° 6).....	4533,78
Note du relieur.....	100
Affranchissements, ports de lettres, expéditions de Mémoires, envois de <i>Bulletins</i> , frais d'encaissement, etc.....	412,55
Allocation à M. Vivet.....	1000
	6496,33
Total des recettes	11967,71
» dépenses	6496,33
Solde à reporter à l'exercice 1897.....	5471,38

Les comptes sont approuvés par l'Assemblée. Il est procédé ensuite à la ratification de l'élection de vingt et un nouveaux membres déjà provisoirement admis par le Bureau, et à l'élection des membres du Bureau pour l'année 1897; les membres sortants sont tous réélus à l'unanimité.

Ces formalités terminées, M. le Président prononce une allocution très applaudie. Après avoir constaté la prospérité toujours croissante de l'Association, qui se rapproche lentement, mais sûrement de son modèle, l'Institution des *Naval Architects*, M. de Bussy adresse, au nom de tous, ses remerciements à M. Vivet, dont le zèle et l'activité ont contribué pour une grande part à l'abondance des Mémoires et à la prospérité de l'Association, et annonce que, les ressources financières s'étant accrues, le Bureau a désiré témoigner sa gratitude à M. Vivet en lui allouant, sur l'exercice 1896, une gratification de mille francs.

Comme preuve de la valeur des travaux produits par les membres de l'Association, il annonce que l'Académie des Sciences a décerné à M. Marbec le prix Plumey, pour la très remarquable étude qu'il a présentée, il y a deux ans, sur les forces d'inertie dans les machines; M. Marbec a créé une méthode géométrique entièrement nouvelle et féconde en applications du plus haut intérêt, ce qui montre que les travaux en apparence les plus abstraits sont susceptibles d'applications éminemment pratiques. D'autres Mémoires ont été très appréciés à l'étranger; en un mot, l'apparition du *Bulletin de l'Association technique maritime* est devenue un événement scientifique.

M. de Bussy examine ensuite les faits principaux de l'année. Dans l'ordre technique, il constate une évolution de plus en plus marquée vers l'emploi des chaudières aquatubulaires qui, de la Marine française, ont passé dans les marines militaires des pays voisins et commencent à s'introduire dans les marines commerciales. Les essais du cuirassé anglais *Powerful*, muni de chaudières Belleville, viennent d'avoir lieu ; le dernier navire construit pour la flotte volontaire russe, dont les vapeurs font du commerce en temps de paix, a reçu également des chaudières aquatubulaires.

Un autre fait important est la création, en Angleterre, d'une flotte de 60 navires destructeurs de torpilleurs, à 30 nœuds ; les essais de recette de ces bâtiments ont donné lieu à une difficulté imprévue, et qui montre que l'on sait encore bien peu de chose sur les hélices : une des maisons chargées de la construction a dû changer jusqu'à dix-neuf fois la forme de ses propulseurs avant de réaliser la vitesse imposée, et entre la première et la dernière des hélices essayées, il y a eu une différence de 2ⁿ, 7. M. Thornycroft lui-même, bien qu'il soit arrivé plus vite au but, n'a pas essayé moins de cinq hélices différentes.

Dans l'ordre économique, M. de Bussy constate un changement graduel et très heureux dans la pratique des chantiers français depuis sept ou huit ans : la rapidité d'exécution des chantiers anglais a toujours été merveilleuse et, en France, on en était bien loin ; mais nos chantiers ont fait, sous ce rapport, d'immenses progrès et, dans plusieurs chantiers français, on livre couramment aujourd'hui, en onze mois, des voiliers de 4000 tonnes de port et des vapeurs de 3000 tonnes et 1500 chevaux. Ce fait mérite d'autant plus d'être signalé qu'il a été tout récemment encore contredit sans preuves.

L'année qui se termine a révélé un autre fait très heureux : c'est le développement considérable de la marine à voiles en France, comparativement à ce qui se passe dans les autres pays. On ne peut que remercier le Parlement d'avoir été la cause première de cet essor, car notre marine en bénéficiera largement : le fret ne manque pas, mais jusqu'ici nous n'avons pas su le garder, et il nous reviendra peu à peu lorsque, pendant quelques années, nous aurons montré que nous avons des navires. Enfin, il est bon de constater qu'il existe en France des Compagnies de navigation très prospères, qui font construire uniquement en France leurs navires, et qui pourtant, les résultats le

prouvent, trouvent aux sacrifices qu'elles s'imposent ainsi d'amples dédommagements.

En terminant, M. le Président annonce que, grâce aux échanges de publications de plus en plus nombreux, consentis ou demandés par d'autres Sociétés techniques, en France et à l'étranger, la bibliothèque de l'Association est enfin commencée, et que, dès à présent, on peut venir chaque jour consulter les ouvrages qui la composent.

Enfin, il annonce qu'au mois de juillet 1897, un Congrès international d'Architecture navale sera tenu à Londres, sur l'initiative de l'*Institution of Naval Architects*, et sous le haut patronage de S. A. R. le Prince de Galles. Deux institutions étrangères seulement y ont été invitées collectivement : l'Association technique maritime et la Société américaine des *Naval Architects*. Le programme des réceptions sera grandiose : il comprend la visite d'un arsenal de la marine britannique et de grands établissements industriels. M. de Bussy espère que beaucoup de membres de l'Association tiendront à répondre à cette invitation si courtoise, et il ajoute que, s'ils sont assez nombreux, ils bénéficieront de réductions importantes sur les frais de voyage et de séjour dans les hôtels.

A la suite de cette allocution du Président, a commencé la lecture des Mémoires.

THÉORIE DU TANGAGE

SUR UNE MER HOULEUSE,

PAR M. A. KRILOFF,

Professeur à l'Académie navale de Saint-Petersbourg.

Le n° 6 du *Bulletin de l'Association technique maritime* contient une Note succincte de moi, ayant le titre ci-dessus. C'est en rédigeant en langue anglaise un Mémoire sur le tangage pour le lire à la 37^e session de l'*Institution of Naval Architects* ⁽¹⁾, que j'avais fait cet extrait, et je l'avais adressé à M. le commandant Guyou, Membre de l'Institut.

M. Guyou m'a fait un double honneur : il m'engagea à faire un extrait plus court encore qu'il présenta à l'Académie des Sciences (voir *Comptes rendus*, n° 4, 1896), et il présenta en même temps ma Note à l'*Association technique maritime*.

En adressant à M. Guyou mes remerciements les plus sincères, je viens aujourd'hui compléter et éclaircir ma première Note qui contient plus d'intégrales doubles qu'il n'en faut pour effaroucher le plus intrépide des hommes de la pratique.

§ 1.

Dans ma première Note, j'ai établi la théorie mathématique du tangage sur une mer houleuse : dans celle-ci, je vais donner des exemples numériques des calculs qui s'y rapportent. Ces calculs montreront que la complication des formules n'est qu'apparente et que la détermination du tangage d'un navire donné sur une houle donnée n'exige que des calculs numériques très simples. Mais auparavant je donnerai un exemple de quelques résultats d'un pareil calcul.

Les *Pl. I, II, III* représentent le mouvement d'un vaisseau de 5000^{ts} de déplacement, 107^m de longueur, 14^m,8 de largeur et 5^m,9 de tirant d'eau,

(1) Voir *Transactions of the Inst. of Nav. Arch.*, Vol. XXXVII, où les formules de ma Note sont établies d'une manière détaillée.

sur des vagues ayant 125^m de long, une hauteur de 5^m et une période de neuf secondes.

La *Pl. I* donne huit positions successives du navire durant les neuf secondes qu'il faut à une vague pour parcourir le long du navire quand on le suppose sans vitesse propre, prenant la mer par l'arrière.

La houle étant supposée parfaitement régulière, le calcul montre qu'un régime permanent, indépendant des conditions initiales, s'établit très vite ; c'est ce mouvement permanent qui est représenté sur la Planche. On voit que les mouvements du navire sont en parfaite coïncidence avec ceux de la mer ; la période du tangage est la même que celle des vagues, le navire étant droit aux moments des passages d'un creux ou d'une crête au-devant de la maîtresse section.

La première question qui vient d'elle-même est la suivante : Quelle est l'influence de la vitesse propre du navire sur son tangage ? C'est pour montrer cette influence d'une manière évidente que les *Pl. II* et *III* sont tracées. La *Pl. II* représente le même navire sur les mêmes vagues prenant la mer par l'arrière, non plus immobile, mais filant 12^{nds}, 5. La célérité des vagues étant de près de 32^{nds}, leur vitesse relative par rapport au navire est de près de 20^{nds}, et leur période apparente n'est plus de neuf secondes, mais de seize secondes ; telle est aussi la période du tangage, dont l'amplitude est en même temps réduite de 5°, 5 qu'elle était dans le premier cas à 4° dans ce second. Le tangage est non seulement moindre mais aussi bien plus lent, donc beaucoup plus doux en somme.

La *Pl. III* représente le même navire sur les mêmes vagues, mais tenant la mer debout et filant 12^{nds}, 5. On voit immédiatement que l'état du navire est bien pire. Il tangue de 8° d'amplitude, au lieu de 4° comme quand il filait mer arrière ; la période du tangage n'est maintenant que de 6°, 2, mais ce ne sont pas les seules causes qui rendent le tangage du navire, dans ce cas, si dur, c'est surtout sa *phase* relative.

Dans les deux premiers cas nous avons vu qu'il y avait une coïncidence presque parfaite entre le tangage du navire et le mouvement de la vague. Quand un creux ou une crête passaient au-devant de la maîtresse section, le navire était droit ; quand la crête dans son mouvement relatif avançait vers le brion, la partie *N* du navire s'élevait et atteignait sa position la plus haute quand la crête passait sous le brion. En un mot, le navire *surageait* aisément sur les vagues : mathématiquement parlant, sa phase relative était nulle.

Dans le troisième cas, on voit qu'une telle coïncidence n'a plus lieu : le creux de la vague étant sous la maîtresse section, le navire n'est pas droit mais incliné sur l'avant de 2°, 5 ; ses mouvements de relevée et d'abaissée sont en retard relativement à la vague, il prend de l'eau sur le pont, il s'enfonce par l'avant, les hélices émergent, et l'on voit bien que par un tangage pareil il ne saurait que très péniblement, peut-être pas du tout, filer 12^{nds}, 5 mer debout. Il a une phase relative de 17° ou mieux de $\frac{1}{2}$ de période.

En diminuant la vitesse du navire, on diminuerait son tangage; en calculant son amplitude et sa phase, on trouverait aisément d'avance quelle est la plus grande vitesse avec laquelle un navire donné peut filer contre des vagues données, n'ayant qu'un tangage tolérable. Et, inversement, la vitesse du navire et les dimensions des vagues étant données, on peut trouver, par un calcul régulier, quelle doit être la longueur du navire, pour qu'il puisse filer avec la vitesse donnée contre ces vagues. Ce calcul pourrait être fait de la manière suivante : on établit les plans des formes du navire, de manière à satisfaire aux autres conditions du projet en laissant l'échelle arbitraire, c'est-à-dire les dimensions absolues du navire inconnues. On calculera alors le tangage de ce navire sur une série de vagues de longueur différente et l'on déterminera quel doit être le rapport de la longueur du navire avec celle de la vague pour que son tangage soit supportable. La longueur de la vague étant connue et ce rapport déterminé, on trouvera la longueur du navire et dès lors toutes ses autres dimensions. Ces lignes, bien entendu, ne donnent qu'un aperçu de l'idée de la méthode d'un tel calcul et non pas la règle pour son exécution pratique, qui comporte l'emploi d'une méthode détournée, mais conduisant bien plus promptement au but.

§ 2.

Une des questions les plus importantes, qui exigent la connaissance de la valeur du tangage d'un navire, est le calcul des efforts que ses œuvres ont à soutenir. J'ai eu déjà l'occasion de mentionner les noms d'Euler et de Sir E. Reed en parlant dans ma Note insérée au n° 4 du *Bulletin de l'Association technique maritime*, d'une manière pratique pour faire le calcul des moments de flexions du navire sur le creux ou la crête d'une lame, dans les suppositions de Sir E. Reed. Ayant énuméré les hypothèses de Sir E. Reed, j'ajoutais : « On voit qu'un calcul basé sur de telles hypothèses n'est qu'une sorte de première approximation à la solution rigoureuse du problème. Pour une seconde approximation on devrait faire usage des lois du tangage sur une mer houleuse et tenir compte des forces d'inertie. Quant à la solution *rigoureuse*, elle est trop compliquée pour qu'on ose même l'ébaucher ».

Il y a plusieurs causes qui nécessitent le calcul du tangage pour le calcul des moments de flexion :

1° Le tangage du navire est toujours accompagné d'un mouvement d'oscillation de translation verticale ; la cause de ces oscillations, c'est que, quand la crête d'une lame parcourt les flancs du navire en approchant de son milieu, son déplacement change, le navire tend à surnager sur la vague et son centre de gravité acquiert une vitesse verticale; ce mouvement de translation est partagé par tout le navire : indépendamment de son mouvement de rotation ou de tangage pur, le navire conservera ce mouvement vertical ascendant jusqu'à ce que la force vive due à la vitesse acquise pendant la première partie

de cette oscillation soit compensée par le travail des forces verticales, c'est-à-dire du poids non équilibré par la poussée; donc le navire sortira de l'eau à une certaine hauteur et les moments de flexion seront plus grands que ceux calculés dans l'hypothèse de Sir E. Reed. On raisonnerait de même pour le passage d'un creux.

2° Quand il y a du tangage, cela prouve que les forces extérieures ne s'équilibrent pas; il faut tenir compte de leurs moments en considérant en même temps l'inertie du navire. Ayant des expressions analytiques de l'angle du tangage et des oscillations verticales du navire, on formera aisément, ainsi que je le montre au § 9, une expression analytique du moment de flexion du navire à une section donnée en fonction du temps ou, ce qui revient au même, en fonction de la distance de la crête de la lame à la maîtresse section du navire, et l'on prendra les valeurs extrêmes de ce moment.

Le § 9 n'est destiné qu'à servir d'exemple d'un tel calcul et n'a nullement pour but de montrer comment on doit traiter à fond cette question importante qui, à elle seule, suffirait pour un vaste Mémoire. En effet, la valeur de ces moments de flexion dépend, pour un navire donné, de la longueur de la vague, de la vitesse du navire, mais aussi de son cap, relativement à la direction des crêtes des lames. Nous ne considérons maintenant que le cas du tangage pur, le navire filant perpendiculairement aux vagues; mais pour un cap oblique la longueur apparente des vagues est changée, leur escarpement apparent aussi, le tangage et les oscillations verticales changent de valeur dans un sens inverse: le tangage diminue, les oscillations verticales augmentent. En même temps le tangage est accompagné de roulis, les deux mouvements de rotation influent l'un sur l'autre, et l'on entrevoit la complication du problème de la recherche du plus grand effort que les œuvres ont à supporter, le problème devant être posé en ces termes: « Un navire donné devant filer avec une vitesse donnée, quelles sont les dimensions des vagues d'une houle régulière et quel est le cap du navire par rapport à leur crête, pour lesquels les œuvres du navire ont à supporter les plus grands efforts, soit de tension, soit de compression; où est située dans le navire la section dangereuse, et quelle est la valeur desdits efforts? »

La solution de ce problème par des méthodes d'approximation tout à fait pareilles à celles qui servent à traiter le tangage n'est nullement impossible, ainsi que je compte le montrer dans un Mémoire spécial.

§ 3.

Après cet aperçu général des quelques résultats et applications de la théorie du tangage, je vais donner les calculs numériques qui ont servi à la construction des Planches et qui serviront d'exemple de la manière de les tracer.

Les formules (13) et (14) de ma Note (*Bulletin de l'Association technique maritime*, n° 6, p. 132) représentent les équations du mouvement du navire

filant mer arrière ou mer debout, les paramètres constants étant à calculer par les formules (15) en prenant les ordonnées y des plans des formes du navire.

L'axe des x positifs est toujours dirigé dans le sens du mouvement des vagues, donc vers l'avant dans ce cas, et l'angle θ compté positivement quand la partie du navire ayant les abscisses positives est abaissée, donc, dans notre cas, quand l'avant est abaissé.

Tous ces paramètres étant exprimés par des intégrales définies, il est avantageux d'employer pour leur calcul la formule la plus simple et de se conformer strictement aux règles générales des calculs numériques; autrement on rendra ces calculs inutilement longs. J'ai développé avec tous les détails nécessaires ces règles dans le n° 4 du *Bulletin de l'Association technique maritime*.

La précision du résultat final ne devant pas dépasser 1 pour 100 ou 2 pour 100, on prendra pour le calcul des intégrales sept sections transversales et cinq sections horizontales distribuées d'après la règle de Tchebycheff. Les sections ne se trouvant pas sur les plans des formes, on tracera les sept couples nécessaires.

Les calculs seront alors disposés de la manière suivante :

Dimensions du navire <i>Amiral Korniloff.</i>		Dimensions des vagues.	
Longueur du navire..	$2L = 107^m$	Longueur.....	$\lambda = 125^m$
Largeur.....	$= 14,8$	Hauteur.....	$2r = 5$
Tirant d'eau.....	$h = 5,9$	Période.....	$\tau = 9^s$
Déplacement.....	$= 5000^t$		$\alpha = \frac{2\pi r}{\lambda} = \frac{1}{8}$

TABLE I. — *Quantités auxiliaires.*

Abscisses des sections verticales x .	Angles correspondants $\varphi = \frac{2\pi x}{\lambda}$.	Ordonnées des sections horizontales z .
$x_1 = -x_7 = \frac{1}{2} 107.0,884 = 47,3$	$\varphi_1 = 136$	$z_1 = 5,9.0,084 = 0,49$
$x_2 = -x_6 = \frac{1}{2} 107.0,530 = 28,4$	$\varphi_2 = 82$	$z_2 = 5,9.0,313 = 1,85$
$x_3 = -x_5 = \frac{1}{2} 107.0,324 = 17,3$	$\varphi_3 = 50$	$z_3 = 5,9.0,500 = 2,95$
$x_4 = 0$	$\varphi_4 = 0$	$z_4 = 5,9.0,687 = 4,05$
		$z_5 = 5,9.0,916 = 5,41$

Ayant calculé les valeurs des x , on tracera les couples correspondants, c'est-à-dire dont les distances respectives au maître ont les valeurs ci-dessus.

On calculera ensuite les quantités $a'_0, b'_0, a'_1, b'_1, S_0$ et I , qui se rapportent à la flottaison.

TABLE II. — Calcul de $a'_0, b'_0, a'_1, b'_1, S_0, I$.

$$a'_0 = \int_{-L}^{+L} y_0 \cos \frac{2\pi x}{\lambda} dx, \quad b'_0 = \int_{-L}^{+L} y_0 \sin \frac{2\pi x}{\lambda} dx, \quad S_0 = \int_{-L}^{+L} y_0 dx,$$

$$a'_1 = \int_{-L}^{+L} y_0 x \cos \frac{2\pi x}{\lambda} dx, \quad b'_1 = \int_{-L}^{+L} y_0 x \sin \frac{2\pi x}{\lambda} dx, \quad I = \int_{-L}^{+L} y_0 x^2 dx.$$

I Numéros des sections transversales.	II. Abscisses x en mètres.	III. Ordonnées y_0 de la flottaison partie N .	IV. Ordonnées y_0 de la flottaison partie A .	V. III+IV.	VI. III-IV.	VII. $\varphi = \frac{2\pi x}{\lambda} = 360 \frac{x}{\lambda}$.	VIII. $V \cos \varphi$.	IX. $V \sin \varphi$.	X. $V \cos \varphi$.	XI. $V \sin \varphi$.	XII. X.X.	XIII. IX.X.	XIV. $\frac{x^2}{100}$.	XV. $\frac{x^3}{100}$.
1 et 7.....	47,3	20 ⁽¹⁾	36 ⁽¹⁾	56	- 16	136°	- 40,3	38,9	+ 11,5	- 11,1	544	1838	22,37	1250
2 et 6.....	28,4	82	102	184	- 20	82	+ 25,6	182,2	- 2,8	- 19,8	- 79	5173	8,07	1485
3 et 5.....	17,3	102	110	212	- 8	50	+ 136,3	162,4	- 5,1	- 6,1	- 86	2770	3,00	636
4.....	0	111	—	111	111	0	+ 111	0	111	0	0	0	0	0
Sommes.....				563			233,2				- 37,0	379	9781	3371

(¹) Les ordonnées sont relevées sur le dessin en millimètres. L'échelle du dessin étant de 15^{mm} pour 1^m, on devra les diviser par 15 pour les réduire en mètres. C'est de là que vient le facteur $\frac{1}{15}$.

Pour avoir la valeur des intégrales, il faut multiplier les sommes qui leur correspondent par le facteur constant $\frac{1}{15} (1) \cdot \frac{1}{7} \cdot 107,2 = 2,04$, le même pour toutes, et l'on aura

$$\begin{aligned} a'_0 &= 233,2 \times 2,04 = 475, & b'_0 &= -37 \times 2,04 = -75, \\ a'_1 &= 379 \times 2,04 = 774, & b'_1 &= 9781 \times 2,04 = 19950, \\ S_0 &= 563 \times 2,04 = 1149^{me}, \\ I &= 337100 \times 2,04 = 688000. \end{aligned}$$

On voit, par ceci, que le calcul de cette demi-douzaine d'intégrales n'exige que fort peu de peine, car les produits par cos et sin φ sont donnés dans toutes les Tables nautiques.

TABLE III. — Calcul du déplacement V_0 .

$$V_0 = \int_{-L}^{+L} dx \int_0^h y dz.$$

Numéros des lignes d'eau.	Partie N.			M.	Partie R.			Sommes.
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	
	$x_1 = 47,3.$	$x_2 = 28,4.$	$x_3 = 17,3.$	$x_4 \leq 0.$	$x_5 = -x_1.$	$x_6 = -x_2.$	$x_7 = -x_3.$	
I. $z_1 = 0,49 \dots$	17,3	79,0	102,0	111,0	110,0	101,5	26,0	546,8
II. $z_2 = 1,85 \dots$	13,0	73,0	99,0	108,5	106,0	95,5	7,0	502,0
III. $z_3 = 2,95 \dots$	8,5	64,5	94,5	102,5	97,5	82,0	3,5	453,0
IV. $z_4 = 4,05 \dots$	4,0	48,0	82,0	88,0	79,0	57,0	3,0	361,0
V. $z_5 = 5,41 \dots$	1,0	12,0	41,0	41,0	28,5	18,0	3,0	144,5
Sommes	43,8	276,5	418,5	451,0	421,0	354,0	42,5	2007,3

$$\begin{aligned} \text{Déplacement } V_0 &= 2 \frac{1}{7} \frac{1}{5} \frac{2007,3}{15} 107,5,9 = 4890^{me}. \\ &= 5010 \text{ tonnes.} \end{aligned}$$

(1) Les ordonnées sont relevées sur le dessin en millimètres. L'échelle du dessin étant de 15^{me} pour 1^m, on devra diviser par 15 pour les réduire en mètres. C'est de là que vient le facteur $\frac{1}{15}$.

TABLE IV. — Calcul du déplacement réduit V'_0 .

$$V'_0 = \int_{-L}^{+L} dx \int_0^h e^{-\frac{2\pi z}{\lambda}} y dz.$$

Numéros des lignes d'eau.	$\frac{2\pi x}{\lambda}$.	Facteur de réduction $e^{-\frac{2\pi z}{\lambda}}$.	Partie N.			M.	Partie R.			Sommes.
			Ordonnées réduites.				Ordonnées réduites.			
			1.	2.	3.		5.	6.	7.	
I.....	0,024	$1 - \frac{1}{10}$	17	77	100	108	108	99	25	534
II.....	0,092	$1 - \frac{1}{11}$	12	66	90	98	97	87	6	456
III.....	0,147	$1 - \frac{1}{12}$	7	55	81	85	83	70	3	384
IV.....	0,202	$1 - \frac{1}{13}$	3	38	66	70	63	46	2	288
V.....	0,270	$1 - \frac{1}{14}$	1	9	31	31	21	13	2	108
Sommes σ			40	245	368	392	372	315	38	1770

$$\text{Déplacement réduit } V'_0 = 2 \cdot \frac{1}{35} \cdot \frac{1770}{15} \cdot 107,5,9 = 4257^{\text{mc}}.$$

$$= 4363 \text{ tonnes.}$$

$$\text{Réduction } V_0 - V'_0 = 4890 - 4257 = 633^{\text{mc}}.$$

$$V''_0 = \int_{-L}^{+L} dx \int_0^h e^{-\frac{4\pi z}{\lambda}} y dz = V'_0 - \text{Réduction} = 4257 - 633 = 3624^{\text{mc}}.$$

(Formule approximative.)

TABLE V. — Calcul de A'_0 et de B'_0 .

$$A'_0 = \int_{-L}^{+L} dx \int_0^h e^{-\frac{2\pi z}{\lambda}} y \cos \frac{2\pi x}{\lambda} dz, \quad B'_0 = \int_{-L}^{+L} dx \int_0^h e^{-\frac{2\pi z}{\lambda}} y \sin \frac{2\pi x}{\lambda} dz.$$

I. Numéros du couple.	II. Abscisse x .	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.
		Somme des ordonnées réduites σ , partie N.	Somme des ordonnées réduites σ , partie R.						
1 et 7.....	47,3	40	38	78	+ 2	— 56,1	54,2	— 1,5	+ 1,5
2 et 6.....	28,4	245	315	560	— 70	+ 78	555	— 9,7	— 69,3
3 et 5.....	17,3	368	372	740	— 4	+ 476	567	— 2,6	— 3,1
4.....	0	392	"	392	392	+ 392	0	392	0
Sommes.....						890			— 70,9

Les nombres des III^e et IV^e colonnes sont pris de la Table IV. Pour avoir les intégrales, on doit multiplier les sommes par le facteur

$$2 \cdot \frac{1}{15} \cdot \frac{1}{7} \cdot \frac{1}{15} \cdot 107,5,9 = 2,42.$$

dont nous avons déjà donné l'origine. La même transformation est appliquée pour le calcul de D'_0 .

Pour calculer le moment d'inertie K du navire par rapport à l'axe transversal, nous observons que la partie principale de ce moment est le moment d'inertie du navire par rapport au plan de la maîtresse section; le moment d'inertie par rapport au plan longitudinal étant à peu près la moitié du moment par rapport à l'axe longitudinal, on aura sa valeur en connaissant la période du roulis et la hauteur métacentrique et on l'ajoutera comme correction à la partie principale de K . Pour avoir cette partie principale K_1 , nous remarquerons que si les charges étaient distribuées d'une manière parfaite, c'est-à-dire que le poids de chaque tranche verticale fût égal à son déplacement, K_1 serait égal au moment d'inertie du déplacement par rapport au plan du maître. Après avoir calculé K_1 , on y ajoutera les corrections provenant de la distribution imparfaite des poids.

TABLE VII. — Calcul approximatif de K .

I. Numéro des couples.	II. Sommes des ordonnées de la partie A.	III. Sommes des ordonnées de la partie B.	IV. II + III.	V. $\frac{x^2}{100}$.	VI. I . $\frac{x^2}{100}$.
1 et 7	43,8	42,5	86,3	22,37	1890
2 et 6	276,5	351,0	630,5	8,07	5120
3 et 5	418,5	421,0	839,5	3,00	2510
4	451,0	»	»	0,00	0
					9520

$$gK_1 \text{ (partie principale)} = 952000 \times 20,42 \dots \quad 230000$$

$$\text{Corrections} \dots \dots \dots \quad 820000$$

$$gK = 3120000$$

$$K = 318000$$

Pour former les équations du mouvement du navire, il ne reste qu'à calculer les valeurs des coefficients de la résistance de l'eau $2N$ et $2N_1$. La vitesse des mouvements de translation du navire ne surpassant pas $0^m,7$ par seconde, on peut, quelle que soit la vraie loi de la résistance, la supposer proportionnelle à la vitesse simple, en choisissant convenablement le coefficient. Pour cela, si l'on avait tracé la courbe de la résistance en fonction de la vitesse, il faudrait substituer à la partie de la courbe entre 0 et la vitesse $0^m,7$ la corde correspondante, la tangente de l'angle de l'inclinaison de cette corde sur l'axe des vitesses est le coefficient cherché de la résistance.

D'autre part, si l'on supposait la résistance proportionnelle au carré de la vitesse, on peut être sûr que la résistance de l'eau aux mouvements oscillatoires du navire est moindre que sur un plan égal à la flottaison. Mais, pour un plan,

la résistance R, d'après Bourgois, est

$$R = 60^{1/2} S_0 v^2 = 0^{12},06 S_0 v^2.$$

Dans notre cas, $v = 0^m,7$, donc le coefficient cherché

$$2N \approx \frac{0,06 S_0 (0,7)^2}{0,7} \approx 0,04 S_0.$$

S_0 , l'aire de flottaison, est égale à 1149^{m²}, donc

$$2N \approx 47.$$

De même, pour le tangage, la vitesse des éléments de la surface du navire ne surpasse pas 2^m par seconde : on aura donc, pour le coefficient $2N_1$ du moment de la résistance de l'eau

$$2N_1 \leq 0,06 I \frac{2^2}{4} \approx 0,12 I,$$

où I est le moment d'inertie de l'aire de la flottaison. Ces valeurs des coefficients de résistance sont, bien entendu, peut-être fort éloignés de la valeur exacte, le but de ce calcul étant de s'assurer de leur ordre de grandeur plutôt que de leur valeur exacte, car nous verrons qu'une approximation, même grossière, dans la valeur de N et de N_1 , est plus que suffisante pour la pratique.

Tous les paramètres étant calculés, nous pouvons former les équations différentielles du mouvement. On n'a qu'à substituer, dans les formules (13) et (14), les valeurs numériques des paramètres.

§ 4.

Les équations différentielles du mouvement du navire établies dans ma Note sont les suivantes :

$$(13) \left\{ \begin{aligned} \frac{p}{g} \cdot \frac{d^2 \zeta}{dt^2} + 2N \frac{d\zeta}{dt} + g \rho S_0 \zeta = g \rho \left\{ \alpha r H_0 + r m'_0 \cos \frac{2\pi t}{\tau} + r n'_0 \sin \frac{2\pi t}{\tau} \right. \\ \left. - \alpha [\zeta m'_0 + \theta m'_1] \cos \frac{2\pi t}{\tau} - \alpha [\zeta n'_0 + \theta n'_1] \sin \frac{2\pi t}{\tau} + \dots \right\}. \end{aligned} \right.$$

$$(14) \left\{ \begin{aligned} K \frac{d^2 \theta}{dt^2} + 2N_1 \frac{d\theta}{dt} + g \rho \cdot I \theta = g \rho \left\{ r e'_1 \cos \frac{2\pi t}{\tau} + r g'_1 \sin \frac{2\pi t}{\tau} \right. \\ \left. + \alpha [\zeta h'_1 + \theta h'_2] \cos \frac{2\pi t}{\tau} + \alpha [\zeta f'_1 + \theta f'_2] \sin \frac{2\pi t}{\tau} + \dots \right\}, \end{aligned} \right.$$

les paramètres ayant les valeurs suivantes :

$$m'_0 = \alpha'_0 - \frac{2\pi}{\lambda} A'_0 = 475 - \frac{1}{20} 2154 = 367,$$

$$n'_0 = b'_0 - \frac{2\pi}{\lambda} B'_0 = -75 + \frac{1}{20} 171 = -66,$$

$$H_0 = S_0 - \frac{2\pi}{\lambda} V'_0 = 1149 - \frac{1}{20} 3624 = 968,$$

$$c'_1 = a'_1 + \frac{2\pi}{\lambda} D'_0 = 774 - \frac{1}{20} 242 = 762,$$

$$g'_1 = b'_1 - \frac{2\pi}{\lambda} C_0 = 19950 - \frac{1}{20} 5155 = 19690,$$

$$\frac{P}{g} = g\rho \frac{V_0}{g} = 498,4 g\rho.$$

$g\rho$ étant le poids d'un mètre cube de l'eau de mer, soit 1,025, entre dans tous les termes en facteur commun, et, en écrivant la masse du navire sous cette forme, nous voyons que $g\rho$ disparaît des équations.

Après la substitution de ces valeurs, et remarquant que $r = 2^m,5$, nous aurons les équations

$$498,4 \frac{d^2\zeta}{dt^2} + 47 \frac{d\zeta}{dt} + 1,149 = 303 \zeta + 918 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - 165 \sin \frac{2\pi t}{\tau} + \dots,$$

$$318000 \frac{d^2\theta}{dt^2} + 82360 \frac{d\theta}{dt} + 688000\theta = 1905 \cos \frac{2\pi t}{\tau} + 49500 \sin \frac{2\pi t}{\tau} + \dots,$$

ou divisant ces équations par les coefficients des dérivées secondes, nous aurons les équations (16) et (17) de ma première Note

$$(16) \quad \frac{d^2\zeta}{dt^2} + 0,094 \frac{d\zeta}{dt} + 2,30\zeta = 0,61 + 1,84 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - 0,3 \sin \frac{2\pi t}{\tau} + \dots$$

$$(17) \quad \begin{cases} \frac{d^2\theta}{dt^2} + 0,26 \frac{d\theta}{dt} + 2,16\theta = 0,006 \cos \frac{2\pi t}{\tau} + 0,1557 \sin \frac{2\pi t}{\tau} + \dots \\ = 0^\circ 21' \cos \frac{2\pi t}{\tau} + 8^\circ 57' \sin \frac{2\pi t}{\tau} + \dots \end{cases}$$

Ces deux équations, étant linéaires et à coefficients constants, sont immédiatement intégrables, et l'on obtient

$$(18) \quad \zeta = e^{-0,047t} \left(C_1 \cos \frac{2\pi t}{T} + C_2 \sin \frac{2\pi t}{T} \right) + H + A \cos \frac{2\pi t}{\tau} + B \sin \frac{2\pi t}{\tau},$$

$$(19) \quad \theta = e^{-0,13t} \left(C_3 \cos \frac{2\pi t}{T_1} + C_4 \sin \frac{2\pi t}{T_1} \right) + A_1 \cos \frac{2\pi t}{\tau} + B_1 \sin \frac{2\pi t}{\tau},$$

où C_1, C_2, C_3, C_4 sont les constantes arbitraires, T et T_1 les périodes *propres* des oscillations verticales et du tangage du navire, H, A, B, A_1, B_1 des coefficients indéterminés, qui s'obtiennent en substituant ces valeurs de ζ et de θ dans les équations (16) et (17) et identifiant les deux parties de chaque équation.

On aura ainsi, remarquant que $\tau = 9$, donc $\frac{2\pi}{\tau} = 0,7$:

$$H = \frac{0,61}{2,30} = 0^m,26.$$

$$(2,30 - 0,49)A + 0,094 \times 0,7B = 1,84,$$

$$-0,094 \times 0,7A + (2,30 - 0,49)B = -0,33,$$

d'où l'on tire

$$A = 1^m,02 \quad \text{et} \quad B = -0^m,15,$$

et de même

$$\begin{aligned} (2,16 - 0,49) A_1 + 0,26 \times 0,7 B_1 &= 0^{\circ}21' \\ -0,26 \times 0,7 A_1 + (2,16 - 0,49) B_1 &= 8^{\circ}57' \end{aligned}$$

d'où l'on tire

$$A_1 = -0^{\circ}22' \quad \text{et} \quad B_1 = 5^{\circ}24'.$$

Quant aux constantes arbitraires, elles devraient être déterminées d'après les conditions initiales, mais c'est inutile, car les termes qui les contiennent sont multipliés par les exponentielles $e^{-0,047t}$ et par $e^{-0,13t}$; ces termes diminuent très rapidement et, après une minute tout au plus, deviennent insensibles. Ainsi, le tangage *propre* du navire n'existe pas sur une houle régulière, la période du tangage est toujours celle des vagues. C'est ce que M. Bertin a bien remarqué et expliqué dans ses célèbres recherches faites avec l'oscillographe double.

Ainsi, après l'établissement du régime permanent, nous aurons

$$(20) \quad \zeta = 0^m,26 + 1^m,02 \cos \frac{2\pi t}{9} - 0^m,15 \sin \frac{2\pi t}{9},$$

$$(21) \quad \theta = -0^{\circ}22' \cos \frac{2\pi t}{9} + 5^{\circ}24' \sin \frac{2\pi t}{9}$$

pour la valeur de l'ordonnée du centre de gravité du navire et de son angle de tangage.

En calculant ces valeurs, nous avons négligé, dans les seconds membres des équations différentielles, tous les termes qui contenaient les inconnues ζ et θ multipliées par des $\cos \frac{2\pi t}{\tau}$ et $\sin \frac{2\pi t}{\tau}$. C'est donc une première approximation. Pour avoir la seconde, après avoir calculé les paramètres constants, qui multiplient ζ et θ dans les seconds membres des équations (16) et (17), on y substituera, pour ζ et θ , leurs valeurs (20) et (21) et, intégrant de nouveau l'équation ainsi obtenue, on obtiendra la seconde approximation qui, pratiquement, ne diffère pas de la première, ainsi que des exemples numériques me l'ont montré. Dans le cas du *Korniloff*, qui est le croiseur auquel se rapportent tous les calculs précédents, on devrait ajouter à ζ les termes

$$\zeta_1 = 0^m,1 - 0^m,017 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - 0^m,12 \cos \frac{4\pi t}{\tau} + 0^m,03 \sin \frac{4\pi t}{\tau} + \dots$$

et à θ

$$\theta_1 = 0^{\circ}5' + 0^{\circ}0'13'' \cos \frac{2\pi t}{\tau} + 0^{\circ}0'35'' \sin \frac{2\pi t}{\tau} + 0^{\circ}4' \cos \frac{4\pi t}{\tau} + 0^{\circ}7' \sin \frac{4\pi t}{\tau} + \dots$$

il va sans dire que l'on ne calcule pas le tangage d'un vaisseau avec des minutes et des secondes; donc, la première approximation suffit.

On pourrait dire que, peut-être, les termes du troisième ordre seront plus importants, la convergence des séries n'étant pas établie. Je n'ai pas eu la patience de les calculer. Quant à la convergence de ces séries, elles sont tout à fait analogues à celles de la *Mécanique céleste*: quand on sera parvenu

à démontrer la convergence des séries de la *Mécanique céleste*, ces résultats s'appliqueraient immédiatement aux nôtres, mais, pour le moment, on ne saurait exiger de la *Théorie du Navire* plus de rigueur que de la Science sublime de Laplace.

§ 5.

Une autre objection doit être examinée d'une manière plus détaillée. En effet, nous avons calculé la résistance de l'eau d'une manière qui laisse beaucoup à désirer; quelle est donc l'influence d'une erreur dans le coefficient de la résistance? Réponse : pratiquement nulle. Pour le montrer, on n'a qu'à examiner quelles seraient les oscillations verticales et l'angle du tangage du navire si la résistance était la moitié, le cinquième, le dixième de la valeur adoptée ou même nulle. Elle ne saurait être plus grande que celle que nous avons adoptée.

En faisant le calcul, on obtient

Valeur de la résistance.	Oscillations verticales et tangage.
1	$\zeta = 0^m,26 + 1^m,02 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - 0^m,15 \sin \frac{2\pi t}{\tau}$ $\theta = -0^o22' \cos \frac{2\pi t}{\tau} + 5^o24' \sin \frac{2\pi t}{\tau}$
$\frac{1}{2}$	$\zeta = 0^m,26 + 1^m,02 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - 0^m,16 \sin \frac{2\pi t}{\tau}$ $\theta = -0^o4' \cos \frac{2\pi t}{\tau} + 5^o24' \sin \frac{2\pi t}{\tau}$
$\frac{1}{5}$	$\zeta = 0^m,26 + 1^m,02 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - 0^m,17 \sin \frac{2\pi t}{\tau}$ $\theta = 0^o6' \cos \frac{2\pi t}{\tau} + 5^o22' \sin \frac{2\pi t}{\tau}$
$\frac{1}{10}$	$\zeta = 0^m,26 + 1^m,02 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - 0^m,18 \sin \frac{2\pi t}{\tau}$ $\theta = 0^o12' \cos \frac{2\pi t}{\tau} + 5^o22' \sin \frac{2\pi t}{\tau}$
0	$\zeta = 0^m,26 + 1^m,02 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - 0^m,18 \sin \frac{2\pi t}{\tau}$ $\theta = 0^o12' \cos \frac{2\pi t}{\tau} + 5^o22' \sin \frac{2\pi t}{\tau}$

Dans ce dernier cas, nous supposons que le tangage propre n'existe pas. On voit bien que l'influence de N et de N₁ est minime.

Ce n'est que dans le cas de l'isochronisme de la période propre du navire et des vagues que la valeur du coefficient de la résistance a une influence notable sur l'amplitude du tangage et des oscillations verticales.

Si l'on voulait, on pourrait laisser la résistance proportionnelle au carré de la vitesse, mais alors les équations ne seraient plus linéaires et, en les

intégrant par les approximations successives, il faudrait faire le développement en série, non-seulement d'après les puissances de α , mais aussi de N et de N_1 , des coefficients de la résistance; il serait trop long de faire tous ces développements, la méthode est exposée dans le Chap. V du 2^e livre de la *Mécanique céleste* de Laplace ou dans le § 189 de la *Mécanique* de Poisson.

Il y a d'autres questions bien plus intéressantes pour un ingénieur que ces développements purement mathématiques, par exemple, la suivante :

§ 6.

Quelle est l'influence de la vitesse du navire sur son tangage?

En établissant nos équations, nous avons supposé le navire sans vitesse dirigé dans le sens du mouvement des vagues. Supposons maintenant que le navire file avec la vitesse v_1 dans la même direction, alors le point du navire, dont l'abscisse par rapport au centre de gravité du navire est x' , aura au moment t l'abscisse absolue $x = x' + v_1 t$.

En substituant cette valeur dans la première des équations exprimant les propriétés fondamentales de la houle

$$(1) \quad x - a = re^{-\frac{2\pi c}{\lambda}} \sin 2\pi \left(\frac{a}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right),$$

on aura

$$(1') \quad x' + v_1 t - a = re^{-\frac{2\pi c}{\lambda}} \sin 2\pi \left(\frac{a}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right);$$

la seconde équation de la houle restera sans changement

$$(2) \quad z - c = re^{-\frac{2\pi c}{\lambda}} \cos 2\pi \left(\frac{a}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right).$$

Pour développer a et c données par les équations (1) et (2) par la série de Lagrange en fonction de x et z , on les écrira ainsi

$$(1) \quad \frac{2\pi a}{\lambda} - \frac{2\pi t}{\tau} = \frac{2\pi x}{\lambda} - \frac{2\pi t}{\tau} - \frac{2\pi r}{\lambda} e^{-\frac{2\pi c}{\lambda}} \sin 2\pi \left(\frac{a}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right),$$

et

$$(2) \quad \frac{2\pi c}{\lambda} = \frac{2\pi z}{\lambda} - \frac{2\pi r}{\lambda} \cos 2\pi \left(\frac{a}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right),$$

et posant ensuite

$$u = \frac{2\pi a}{\lambda} - \frac{2\pi t}{\tau}; \quad v = \frac{2\pi c}{\lambda}; \quad \alpha = \frac{2\pi r}{\lambda}.$$

$$x_1 = \frac{2\pi x}{\lambda} - \frac{2\pi t}{\tau}, \quad z_1 = \frac{2\pi z}{\lambda},$$

on aura les équations

$$u = x_1 - \alpha e^{-v} \sin u,$$

$$v = z_1 - \alpha e^{-v} \cos u,$$

auxquelles la série de Lagrange est immédiatement applicable et qui ont fourni les équations (9) et (10) de ma Note.

Dans notre cas, nous devons transformer de la même manière l'équation (1') et nous aurons

$$(1'') \quad \frac{2\pi a}{\lambda} - \frac{2\pi t}{\tau} = \frac{2\pi x'}{\lambda} - 2\pi t \left(\frac{1}{\tau} - \frac{v_1}{\lambda} \right) - \frac{2\pi r}{\lambda} e^{-\frac{2\pi c}{\lambda}} \sin 2\pi \left(\frac{a}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right).$$

Si l'on pose

$$\frac{1}{\tau_1} = \frac{1}{\tau} - \frac{v_1}{\lambda},$$

on aura

$$\frac{2\pi a}{\lambda} - \frac{2\pi t}{\tau} = \frac{2\pi x'}{\lambda} - \frac{2\pi t}{\tau_1} - \frac{2\pi r}{\lambda} e^{-\frac{2\pi c}{\lambda}} \sin 2\pi \left(\frac{a}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right);$$

en posant

$$x_2 = \frac{2\pi x'}{\lambda} - \frac{2\pi t}{\tau_1},$$

on pourra l'écrire

$$u = x_2 - \alpha e^{-\nu} \sin u.$$

Cette équation ne diffère de la correspondante dans le premier cas que par la substitution de x_2 à x_1 , mais si l'on remarque que quand la vitesse est nulle x' et x désignent la même chose, on voit que la seule différence entre x_2 et x_1 est que τ est remplacé par τ_1 ; donc, c'est le seul changement que l'on doit faire dans toutes les formules qui sont les conséquences de (1').

Mais τ_1 étant déterminée par l'équation

$$\frac{1}{\tau_1} = \frac{1}{\tau} - \frac{v_1}{\lambda}$$

n'est autre chose que la période apparente de la vague, v_1 étant la vitesse du navire en mètres par seconde.

Si le navire filait mer debout, la formule, pour le calcul de la période apparente, serait

$$\frac{1}{\tau_1} = \frac{1}{\tau} + \frac{v}{\lambda},$$

et en outre la direction positive de l'axe x étant maintenant vers l'arrière, les paramètres b'_0 , a'_0 , D'_0 doivent être pris avec le signe inverse, et l'angle θ compté positif quand l'arrière est abaissé.

Ainsi, par exemple, si le *Korniloff* filait 12^{nde}, 5 sur les vagues que nous avons considérées, on aurait

$$\begin{aligned} \tau_1 &= 16'', & \text{si la mer vient par arrière;} \\ \tau_1 &= 6'', 2, & \text{si la mer vient debout.} \end{aligned}$$

Dans le premier cas ses oscillations seraient

$$\zeta = 0^m, 26 + 0^m, 86 \cos \frac{2\pi t}{16} - 0^m, 17 \sin \frac{2\pi t}{16};$$

$$\theta = -0^s 3' \cos \frac{2\pi t}{16} + 4^s 28' \sin \frac{2\pi t}{16}.$$

Dans le second

$$\zeta = 0^m, 26 + 1, 51 \cos \frac{2\pi t}{6,2} + 0^m, 39 \sin \frac{2\pi t}{6,2},$$

$$\theta = -2^{\circ} 19' \cos \frac{2\pi t}{6,2} + 7^{\circ} 40' \sin \frac{2\pi t}{6,2}.$$

La différence, si l'on envisage les *Pl. II* et *III*, est énorme surtout au point de vue de l'émergence de l'hélice, et il semble que filer avec une telle vitesse contre une si grosse houle serait presque impossible.

§ 7.

De quoi dépendent les qualités nautiques d'un navire quant au tangage. — Nous avons déjà vu que sur une houle régulière, un régime permanent de tangage s'établit très vite, et les expressions de ζ et de θ montrent qu'alors la période du tangage et des oscillations verticales du navire est égale à la période apparente des vagues qu'il rencontre. Mais les périodes étant égales, il peut y exister une différence de phase, qui fait qu'un tangage de même amplitude peut avoir des caractères très différents. Cette notion de phase exige une définition précise. En se rapportant à l'équation (2) de ma Note, on voit que le profil de la surface libre de l'eau au moment t est déterminé par la formule

$$(11) \quad z_1 = \frac{\pi r^2}{\lambda} - r \cos 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right) - \frac{\pi r^2}{\lambda} \cos 4\pi \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right) + \dots$$

Le terme principal est $r \cos 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right)$; donc, en négligeant les termes des ordres supérieurs, on peut substituer au profil trochoïdal de la vague la sinusoïde

$$z_0 = r \cos 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right),$$

l'axe des z étant dirigé en bas.

Pour le point dont l'abscisse est x la tangente de l'inclinaison de la surface de la vague est

$$\tan \psi = \frac{dz_0}{dx} = -\frac{2\pi r}{\lambda} \sin 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right).$$

Cette tangente ne surpassant pas, $\frac{1}{2}$ on peut prendre l'angle de l'inclinaison lui-même au lieu de sa tangente et poser approximativement

$$\psi = -\Psi \sin 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right),$$

où $\Psi = \frac{2\pi r}{\lambda}$ est l'inclinaison de la vague à son point d'inflexion ou son plus grand escarpement.

Considérons les points de la vague qui viennent successivement coïncider

avec le maître du navire, alors $x = 0$ et l'on aura

$$\psi_0 = \Psi \sin \frac{2\pi t}{\tau}.$$

Si l'angle du tangage du navire était exprimé par l'équation

$$\theta = \Theta \sin \frac{2\pi t}{\tau},$$

il y aurait une coïncidence parfaite entre le mouvement du navire et de la vague : l'angle de l'inclinaison du navire étant toujours dans le même sens et en rapport constant $\frac{\Theta}{\Psi}$ à l'inclinaison de la vague en face de la maîtresse section, dans laquelle nous supposons situé le centre de gravité du navire ; le tangage du navire aurait alors un caractère doux et régulier : au moment du passage des creux et des crêtes au maître le navire est droit, il atteint son inclinaison maxima au passage du point d'inflexion de la vague.

Mais si le tangage du navire était représenté par l'équation

$$\theta = A \cos \frac{2\pi t}{\tau} + B \sin \frac{2\pi t}{\tau} = \Theta \sin \left(\frac{2\pi t}{\tau} + \alpha \right),$$

on verrait que la coïncidence des mouvements décrite ci-dessus n'a plus lieu. Pour un même angle de tangage Θ le brion plonge plus dans l'eau, les hélices émergent plus et le tangage, quoique de même amplitude, paraît plus dur, surtout si l'angle α est négatif, c'est-à-dire quand le navire retarde relativement à la vague dans son tangage.

En revenant aux équations fondamentales on voit que la valeur des coefficients A et B dépend principalement de a'_1 et b'_1 , les deux paramètres principaux qui régissent le tangage. Leurs expressions analytiques sont

$$a'_1 = \int_{-L}^{+L} \gamma_0 x \cdot \cos \frac{2\pi x}{\lambda} dx; \quad b'_1 = \int_{-L}^{+L} \gamma_0 x \cdot \sin \frac{2\pi x}{\lambda} dx,$$

où L est la demi-longueur du navire, γ_0 l'ordonnée de sa flottaison correspondant à l'abscisse x compté du maître couple, λ la longueur de la vague. Ayant ces expressions analytiques on pourrait discuter l'influence de la longueur du navire et de la vague, des formes des extrémités du navire, etc., mais ce serait trop long; il suffit de signaler la possibilité d'une telle discussion. La discussion de a'_1 et b'_1 ne donnera d'ailleurs qu'un aperçu général; pour avoir des résultats plus exacts, on devra prendre les paramètres e'_1 et g'_1 et tenir compte de l'écart des formes du navire de la perpendicularité à la flottaison, comme nous le montrons au § 10.

Si nous présentons sous la forme $\theta = \Theta \sin \left(\frac{2\pi t}{\tau} + \alpha \right)$ le tangage du *Kor-*

niloff dans les trois cas représentés sur les Planches, nous aurons

$$\theta = 5^{\circ}25' \sin \left(\frac{2\pi t}{9} - 4^{\circ} \right),$$

vitesse $v = 0$ (*Pl. I*);

$$\theta = 4^{\circ}28' \sin \left(\frac{2\pi t}{16} - 1^{\circ} \right),$$

vitesse $v = + 12^{\text{nds}}, 5$, mer arrière (*Pl. II*);

$$\theta = 8^{\circ}0' \sin \left(\frac{2\pi t}{6,2} - 17^{\circ} \right),$$

vitesse $v = - 12^{\text{nds}}, 5$, mer debout (*Pl. III*).

et dans le troisième cas c'est non seulement l'amplitude qui rend le tangage si dur, mais aussi la valeur considérable de la phase.

§ 8.

Si l'on envisage les valeurs des paramètres dont dépendent les oscillations verticales et le tangage, on verra que leurs parties principales sont α'_0 , b'_0 , α'_1 , b'_1 , S_0 , dont la Table II donne le calcul détaillé, et que les paramètres A'_0 , B'_0 , etc., qui se rapportent à tout le volume immergé du navire, n'ont qu'une influence secondaire. Ainsi, pour avoir une valeur approchée du tangage, on pourrait se contenter de calculer seulement α'_0 , α'_1 , b'_0 et b'_1 , et tout le calcul se réduirait à la Table II, c'est-à-dire à presque rien. La question : à quoi correspond une telle approximation ? se pose immédiatement, et ne peut-on pas établir d'une manière élémentaire les équations du navire pour une telle approximation ? Ce serait désirable, non seulement au point de vue de l'enseignement, mais aussi pour bien saisir l'idée de la méthode du calcul du tangage.

Il n'y a rien de plus facile ; on n'a qu'à considérer le cas du navire porté par la plus simple des vagues courantes.

En effet, remplaçons le profil trochoïdal de la vague par un profil sinusoïdal de même hauteur, de même longueur et de même période. L'équation d'un tel profil sinusoïdal est

$$z = r \cos 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right),$$

où r est la demi-hauteur de la vague, λ sa longueur et τ sa période. On voit bien que c'est une vague courante, sa célérité étant dirigée dans le sens des x positifs et égale à $\frac{\lambda}{\tau}$. Au moment $t = 0$, le creux de la vague passe par l'axe des z , car cet axe est dirigé en bas.

La cause principale du tangage étant les dénivellations de la surface de l'eau que le navire tend à suivre, il faut calculer les forces qui agissent sur le navire quand il occupe une position donnée sur la vague. Dans ce calcul, vu

que l'angle θ du tangage ne surpasse pas 10° , on peut remplacer avec une erreur moindre de $1\frac{1}{2}$ pour 100 son cosinus par l'unité ($\cos 10^\circ = 0,9848$) et son sinus ou sa tangente par la mesure absolue de l'angle même ($\tan 10^\circ = 0,1763$; $\sin 10^\circ = 0,1736$, $\text{arc } 10^\circ = 0,1745$).

Soit (fig. 1) un navire dont le centre de gravité est G, dirigé sans vitesse dans le sens du mouvement des vagues (mer arrière). Si l'on ne considère que ses oscillations verticales et son tangage, la position du navire est parfaitement déterminée par l'ordonnée ζ de son centre de gravité et par l'angle θ de son inclinaison autour de l'axe transversal passant par G.

Si FF_1 est la flottaison naturelle du navire et le point E le centre de gravité de son aire, on voit que le volume immergé au moment t diffère du déplacement total V_0 du navire par le volume v ombré sur la figure, compris entre la flottaison FF_1 et la surface de la vague en ce moment. Il est clair que la distance NH à la flottaison du point N, dont l'abscisse est x au plan de repos, est $NH = \zeta + x \tan \theta = \zeta + \theta x$, l'ordonnée correspondante de la surface de la vague étant $HK = z$, et l'on voit que, prenant $\cos \theta = 1$, le volume v s'exprime par l'intégrale

$$v = \int_{L_1}^{+L_2} (HN - HK) y_0 dx = \int_{-L_1}^{+L_2} (\zeta + \theta x - z) y_0 dx,$$

y_0 désignant l'ordonnée de la flottaison, et supposant les formes du navire près de la flottaison droites et perpendiculaires à la flottaison, L_1 et L_2 étant les valeurs extrêmes des x , $L_1 = GF$ et $L_2 = GF_1$.

Ainsi nous avons

$$v = \zeta \int_{-L_1}^{+L_2} y_0 dx + \theta \int_{-L_1}^{+L_2} x y_0 dx - \int_{-L_1}^{+L_2} z y_0 dx.$$

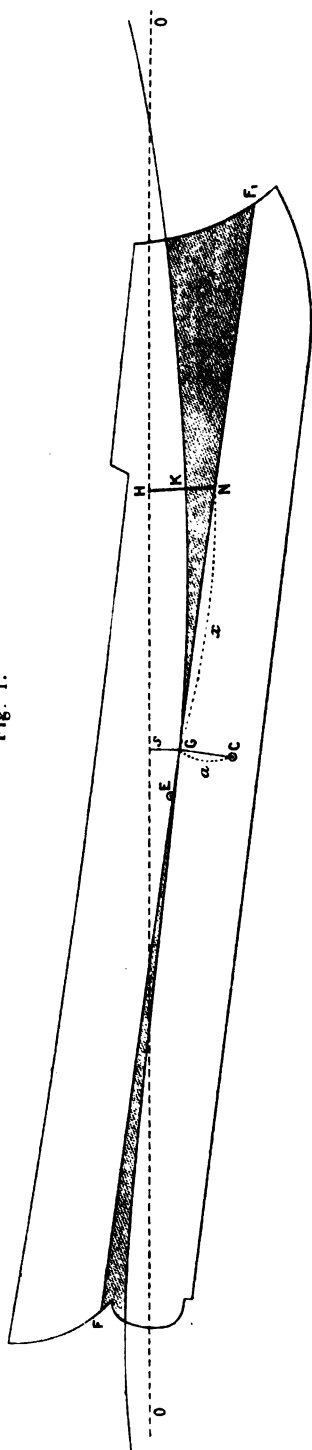
Mais $\int_{-L_1}^{+L_2} y_0 dx = S_0$ est l'aire de la flottaison FF_1 , $\int_{-L_1}^{+L_2} x y_0 dx = l \cdot S_0$ est le moment statique de l'aire S_0 par rapport au point G; il ne reste donc qu'à calculer la troisième de ces intégrales, qui exprime la partie variable du volume v dépendant de la position que le navire occupe sur la vague. En mettant pour z sa valeur $r \cos 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right)$ et remarquant que

$$\cos 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right) = \cos \frac{2\pi x}{\lambda} \cos \frac{2\pi t}{\tau} + \sin \frac{2\pi x}{\lambda} \sin \frac{2\pi t}{\tau},$$

on obtient

$$\begin{aligned} \int_{-L_1}^{+L_2} z y_0 dx &= r \int_{-L_1}^{+L_2} y_0 \cos 2\pi \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{\tau} \right) dx \\ &= r \cos \frac{2\pi t}{\tau} \int_{-L_1}^{+L_2} y_0 \cos \frac{2\pi x}{\lambda} dx + r \sin \frac{2\pi t}{\tau} \int_{-L_1}^{+L_2} y_0 \sin \frac{2\pi x}{\lambda} dx \\ &= r a'_0 \cos \frac{2\pi t}{\tau} + r b'_0 \sin \frac{2\pi t}{\tau}, \end{aligned}$$

Fig. 1.



où

$$a'_0 = \int_{-L_1}^{+L_2} y_0 \cos \frac{2\pi x}{\lambda} dx, \quad b'_0 = \int_{-L_1}^{+L_2} y_0 \sin \frac{2\pi x}{\lambda} dx.$$

On voit que a'_0 et b'_0 sont deux *constantes* pour un navire donné et pour une *longueur donnée de la vague*; elles sont immédiatement calculables par telle formule de quadrature que l'on veut, les y_0 étant relevés sur le plan des formes du navire.

D'une manière tout à fait pareille, en prenant le moment de v par rapport à l'axe transversal passant par G, on obtient

$$\begin{aligned} M &= \int_{-L_1}^{+L_2} x(\zeta + \theta x - z)y_0 dx = \zeta \int_{-L_1}^{+L_2} xy_0 dx + \theta \int_{-L_1}^{+L_2} x^2 y_0 dx - \int_{-L_1}^{+L_2} zxy_0 dx \\ &= \zeta S_0 l + \theta I - \int_{-L_1}^{+L_2} zxy_0 dx, \end{aligned}$$

où $I = \int_{-L_1}^{+L_2} x^2 y_0 dx$ est le moment d'inertie de l'aire de la flottaison par rapport à l'axe transversal. La partie du moment M , dépendant de la vague, est exprimée par l'intégrale $\int_{-L_1}^{+L_2} zxy_0 dx$, qui, étant transformée de la même manière que précédemment donne

$$\int_{-L_1}^{+L_2} zxy_0 dx = r a'_1 \cos \frac{2\pi t}{\tau} + r b'_1 \sin \frac{2\pi t}{\tau},$$

où

$$a'_1 = \int_{-L_1}^{+L_2} y_0 x \cos \frac{2\pi x}{\lambda} dx; \quad b'_1 = \int_{-L_1}^{+L_2} y_0 x \sin \frac{2\pi x}{\lambda} dx$$

sont deux nouveaux paramètres constants pour un navire donné et pour une longueur donnée de la vague.

Pour la plupart des navires on peut poser $l = 0$ et $L_1 = L_2$; dans ce cas,

$$v = \zeta S_0 - r a'_0 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - r b'_0 \sin \frac{2\pi t}{\tau},$$

$$M = \theta I - r a'_1 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - r b'_1 \sin \frac{2\pi t}{\tau}.$$

Si pour un navire porté par la vague on pouvait calculer la poussée de la même manière que pour l'eau calme, en multipliant le volume immergé par le poids $q = g\rho$ du mètre cube de l'eau, v et M étant multipliés par q représenteraient la variation de la poussée et son moment. En procédant de la sorte, on aura la première approximation et l'on obtiendra les deux équations

$$\frac{P}{g} \frac{d^2 \zeta}{dt^2} + 2N \frac{d\zeta}{dt} + q S_0 \zeta = q r a'_0 \cos \frac{2\pi t}{\tau} + q r b'_0 \sin \frac{2\pi t}{\tau}$$

et

$$K \frac{d^2 \theta}{dt^2} + 2N_1 \frac{d\theta}{dt} + qI\theta = qra'_1 \cos \frac{2\pi t}{\tau} + qrb'_1 \sin \frac{2\pi t}{\tau},$$

où P est le poids du navire, K son moment d'inertie par rapport à l'axe transversal, $2N$ et $2N_1$ les coefficients de la résistance de l'eau; la distance a du centre de gravité au centre de carène est négligée en comparaison avec R le grand rayon métacentrique, sinon, au lieu du terme $qI\theta$, on devrait écrire $q(I - aV_0)\theta$ ou $P(R - a)$. Mais la poussée sur la vague ne pouvant pas être calculée de la même manière que sur eau calme, une étude détaillée devenait nécessaire; elle a été faite dans mon *Mémoire anglais*.

§ 9.

Ayant montré comment on doit procéder pour former et intégrer les équations du mouvement du navire filant perpendiculairement aux crêtes des vagues, je vais appliquer ces résultats au calcul des moments de flexion que le navire a à supporter.

Comme la section dangereuse est toujours située près du maître couple et que les variations de toute fonction dans le voisinage de son maximum sont lentes, on aura une valeur approchée du plus grand moment de flexion en calculant celui qui agit au maître couple.

Ce moment différera de celui qui agit à la même section sur eau *calme* : 1° par le moment de la différence des poussées sur la vague et sur eau calme en tant qu'elle provient de la dénivellation et de la différence de la poussée hydrostatique et hydrodynamique; 2° par le moment des forces d'inertie d'une des parties du navire, par exemple de la partie N , et 3° par le moment de la résistance de l'eau aux oscillations du navire.

Comme nous l'avons vu au § 8, la partie principale du moment de la poussée provient de la dénivellation de l'eau, selon que certaines parties du navire émergent ou immergent. Ce moment s'exprime par

$$\begin{aligned} -M_p &= q \int_0^L y_0 (\zeta + \theta x - z) x dx \\ &= q\zeta \int_0^L y_0 x dx + q\theta \int_0^L y_0 x^2 dx - q \int_0^L y_0 z x dx \\ &= q\zeta S_1 l_2 + q\theta I_1 - qra'_1 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - qrb'_1 \sin \frac{2\pi t}{\tau}, \end{aligned}$$

où les intégrales ne se rapportent qu'à la partie N du navire, et ainsi S_1 est l'aire de la partie N de la flottaison, l_2 la distance de son centre de gravité au maître, I_1 le moment d'inertie de cette aire par rapport au maître, α , et β'_1 deux constantes analogues à α'_1 et b'_1

$$\alpha'_1 = \int_0^L y_0 x \cos \frac{2\pi x}{\lambda} dx, \quad \beta'_1 = \int_0^L y_0 x \sin \frac{2\pi x}{\lambda} dx.$$

Pour tenir compte de la variation de la pression hydrodynamique, on ferait les mêmes transformations qu'au début de ma Note et l'on verrait que l'on n'aurait qu'à remplacer α'_1 et β'_1 par les paramètres

$$\varepsilon'_1 = \alpha'_1 + \frac{2\pi}{\lambda} \Delta'_0 \quad \text{et} \quad \gamma'_1 = \beta'_1 - \frac{2\pi}{\lambda} \Gamma'_0,$$

où Δ'_0 et Γ'_0 sont les analogues de D'_0 et C'_0 , c'est-à-dire

$$\Delta'_0 = \int_0^L \int_0^L e^{-\frac{2\pi z'}{\lambda}} y \cos \frac{2\pi x}{\lambda} dz' dx$$

et

$$\Gamma'_0 = \int_0^L \int_0^L e^{-\frac{2\pi z'}{\lambda}} y \sin \frac{2\pi x}{\lambda} dz' dx.$$

Le moment des forces d'inertie est

$$M_I = -K_1 \frac{d^2 \theta}{dt^2} - \frac{P_1}{g} \frac{d^2 \zeta}{dt^2} l_1,$$

où K_1 est le moment d'inertie de la partie N du navire par rapport au plan de la maîtresse section, P_1 son poids et l_1 la distance de son centre de gravité au maître.

Le moment de la résistance de l'eau, dans les hypothèses admises, est

$$M_R = -N'_1 \frac{d\theta}{dt} - N'_1 l_3 \frac{d\zeta}{dt},$$

où, approximativement, on peut poser

$$N'_1 = \frac{1}{2}(2N_1) = N_1 \quad \text{et} \quad N' = \frac{1}{2}(2N) = N \quad \text{et} \quad l_3 = l_2.$$

L'angle du tangage θ et l'ordonnée du centre de gravité ζ étant exprimés en fonction du temps t , en substituant leur valeur, on obtiendra le moment $M = \mathcal{M}_p + \mathcal{M}_I + \mathcal{M}_R$, qui exprime la partie que l'on doit ajouter au moment de flexion sur eau calme pour avoir le moment de flexion sur la vague, en fonction du temps t , et cette fonction sera de la même forme que θ et ζ , c'est-à-dire

$$M = A \cos \frac{2\pi t}{\tau} + B \sin \frac{2\pi t}{\tau} = \sqrt{A^2 + B^2} \cos \left(\frac{2\pi t}{\tau} - \alpha \right),$$

où

$$\alpha = \arctan \frac{B}{A},$$

alors

$$M_{\max} = +\sqrt{A^2 + B^2} \quad \text{pour} \quad t = \frac{\tau}{2\pi}$$

et

$$M_{\min} = -\sqrt{A^2 + B^2} \quad \text{pour} \quad t = \tau \left(\frac{\alpha}{2\pi} + \frac{1}{2} \right),$$

le moment positif étant celui qui tend à abaisser la partie N , c'est-à-dire qui

correspond à une tension du pont et à une compression de la quille du navire.

Je ne donnerai pas des calculs numériques, les réservant pour un autre Mémoire où cette question importante sera traitée avec tous les détails nécessaires.

§ 10.

Dans tous les calculs qui précèdent, nous avons supposé que les formes du navire près de sa flottaison sont droites et perpendiculaires au plan de flottaison sur toute l'étendue, qu'elles soient sous l'eau ou hors de l'eau.

Pour les grands angles de tangage, cette supposition n'est plus légitime et l'on tombe naturellement sur la question : « Comment tenir compte des formes réelles du navire ? »

En parcourant la manière dont les équations fondamentales ont été établies, on verra que ladite supposition n'affecte que les paramètres α'_0 , β'_0 , α'_1 et β'_1 se rapportant à la flottaison : donc ce sont ces paramètres qu'il s'agit de corriger. Pour faire cette correction, on remarquera que le volume immergé au moment t s'exprime par l'intégrale

$$v = \int_{-L}^{+L} dx \int_{z_1}^{\zeta + \theta x} y dz,$$

qui, pour le cas des formes droites, c'est-à-dire pour y indépendant de z et égale à y_0 l'ordonnée de la flottaison, se réduit à

$$v_1 = \int_{-L}^{+L} (\zeta + \theta x - z_1) y_0 dx$$

ainsi que nous l'avons déjà vu.

La correction s'obtiendra donc en comparant la valeur exacte v à sa valeur approchée v_1 dont nous avons fait usage.

Les quantités ζ et θ étant déterminées par la première approximation qui montre qu'elles sont des fonctions périodiques de t ayant pour période τ et que le terme principal de v est $S_0 \zeta$, on posera

$$(*) \quad v = S_0 \zeta - r \alpha'_0 \cos \frac{2\pi t}{\tau} - r \beta'_0 \sin \frac{2\pi t}{\tau} - r \alpha''_0 \cos \frac{4\pi t}{\tau} - r \beta''_0 \sin \frac{4\pi t}{\tau} - \dots,$$

en mettant le facteur r , la demi-hauteur de la vague, en évidence, α'_0 , β'_0 , α''_0 , β''_0 , ... étant des coefficients constants.

De même, pour le moment M du volume immergé, on aura l'expression exacte

$$(**) \quad M = \int_{-L}^{+L} x dx \int_0^{\zeta + \theta x - z_1} y dz,$$

chées, qu'il faut ajouter à $\alpha'_0, b'_0, \dots$ et à $\alpha'_1, b'_1, \dots$ par les formules

$$\begin{aligned}\Delta\alpha'_0 &= \alpha'_0 - \alpha'_0, \\ \Delta b'_0 &= \beta'_0 - b'_0, \\ &\dots\dots\dots\end{aligned}$$

et

$$\begin{aligned}\Delta\alpha'_1 &= \alpha'_1 - \alpha'_1, \\ \Delta b'_1 &= \beta'_1 - b'_1, \\ &\dots\dots\dots\end{aligned}$$

Dans la pratique, il suffit de prendre $n=4$ et de poser $t_0=0, t_1=\frac{\tau}{4},$
 $t_2=\frac{\tau}{2}, t_3=\frac{3\tau}{4}$; alors

$$\alpha'_0 = \frac{(S_0\zeta_0 - \nu_0) - (S_0\zeta_2 - \nu_2)}{2r},$$

$$\beta'_0 = \frac{(S_0\zeta_1 - \nu_1) - (S_0\zeta_3 - \nu_3)}{2r}$$

et

$$\alpha'_1 = \frac{(I\theta_0 - M_0) - (I\theta_2 - M_2)}{2r},$$

$$\beta'_1 = \frac{(I\theta_1 - M_1) - (I\theta_3 - M_3)}{2r}.$$

Un exemple numérique ne laissera aucun doute sur la manière de faire ces calculs.

Le calcul est disposé de la manière suivante :

TABLE VIII. — Calcul de ν_0 et M_0 .

$$t = 0,$$

$$\zeta_0 = 0,26 + 1,02 = 1,28; \quad \theta_0 = -0^\circ 22' = -0,006,$$

$$z_1 = 0,16 + 2,5 \cos \frac{2\pi x}{\lambda} - 0,16 \cos \frac{4\pi x}{\lambda},$$

$$u = \zeta_0 + \theta_0 x - z_1 = 1,12 - 0,006x - 2,5 \cos \frac{2\pi x}{\lambda} + 0,16 \cos \frac{4\pi x}{\lambda}.$$

I. N ^o de la section.	II. Abscisse x.	III. $\varphi = \frac{2\pi x}{\lambda}$.	IV. $2\varphi = \frac{4\pi x}{\lambda}$.	V. $\theta x = -0,003x$.	VI $-2,5 \cos \varphi$.	VII. $+0,16 \cos 2\varphi$.	VIII. $u = 1,12$ $+ V + VI$	IX. Ordonnée à la surface de l'eau.	X. XI. $\frac{1}{2}(IX + X)$.	X I. Aires Immergées $= XI \times VIII$.	XIII. Aires. Immergées partie A.	XIV. XII-XIII. = Moments	XV. XIV $\times$ r
1....	47,3	136°	272°	-0,28	+1,80	0,0	+2,64	20	28	+ 63	189	-126	-5960.
2....	28,4	82	164	-0,17	-0,35	-0,15	+0,45	82	82	+ 37	80	- 43	-1221
3....	17,3	50	100	0,10	-1,61	-0,03	-0,62	102	102	- 63	- 45	- 18	- 311
4....	0,0	0	0	0	-2,50	+0,16	-1,22	111	110	-132	»	»	»
5....	-17,3	- 50	-100	+0,10	-1,61	-0,03	-0,42	110	108	- 45	»	»	»
6....	-28,4	- 82	-164	+0,17	-0,35	-0,15	+0,79	102	102	+ 80	»	»	»
7....	-47,3	-136	-272	+0,28	+1,80	0,0	+3,20	36	82	+189	»	»	»
Sommes.....											+	129	-7492

$$\nu_0 = 129 \times 2,04 = 263$$

$$M_0 = -7492 \times 2,04 = -15280, \quad \left. \begin{array}{l} S_0 \zeta_0 = 1370, \\ 10_0 = -5128. \end{array} \right\}$$

(Pour le facteur 2,04, voir Table II.)

TABLE IX. — Calcul de v_2 et M_2 .

$$t = \frac{\tau}{2} = 4,5; \quad \zeta_1 = 0,26 - 1,02 = -0,76; \quad \theta_2 = +0,006,$$

$$z_1 = 0,16 + 2,5 \cos \left(\frac{2\pi x}{\lambda} - \pi \right) - 0,16 \cos \left(\frac{4\pi x}{\lambda} - 2\pi \right).$$

I. Numéro de la section.	II. Abscisse x .	III. $\varphi = \frac{2\pi x}{\lambda} - \pi$.	IV. $z \varphi$.	V. θx .	VI. $-2,8 \cos \varphi$.	VII. $+0,46 \cos 2 \varphi$.	VIII. ".	IX. Ordonnée de la flottaison.	X. Ordonnée à la surface $\frac{1}{2}(IX + XI)$.	XI. $\frac{1}{2}(IX + XI)$.	XII. $XI \times VIII$.	XIII. Alfres. $\bar{A}$.	XIV. $XII - XIII$.	XV. Moments $XIV \times x$.
1....	47,3	136° — π	272	+0,28	-1,80	0	-2,28	20	8	14	-32	-40	+8	378
2....	28,4	"	"	+0,17	+0,35	-0,15	-0,39	82	79	80	-32	-74	+42	1193
3....	17,3	"	"	+0,10	+1,61	-0,03	+0,92	102	102	102	+93	+79	+14	242
4....	0	"	"	0,00	+2,50	+0,16	+1,90	111	109	110	+209	"	"	"
5....	-17,3	"	"	-0,10	+1,61	-0,03	+0,72	110	110	110	+79	"	"	"
6....	-28,4	"	"	-0,17	+0,35	-0,15	-0,73	102	101	101	-74	"	"	"
7....	-47,3	"	"	-0,28	-1,80	0	-2,84	36	11,3	14 (1)	-40	"	"	"
Sommes.....											+213			1813

$$v_2 = 213 \times 2,04 = 434, \quad S_0 \zeta_2 = -874,$$

$$M_2 = 1813 \times 2,04 = 3700, \quad I. \theta_2 = +5128.$$

(1) Par la règle de Simpson.

TABLE X. — *Calcul de φ_1 et M_1 .*

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{\tau}{4} = 2^{\circ}, 25; & \zeta_1 &= 0,25 - 0,15 = 0,09, \\ & & \theta_1 &= 5^{\circ}, 24' = 0,0943, \\ z_1 &= 0,16 + 2,5 \cos \left(\frac{2\pi x}{\lambda} - \frac{\pi}{2} \right) - 0,16 \cos \left(\frac{4\pi x}{\lambda} - \pi \right), & \varphi_1 &= \frac{2\pi x}{\lambda} - \frac{\pi}{2}, \\ u &= \zeta_1 + \theta_1 x - z_1 = -0,07 + \theta_1 x - 2,5 \cos \varphi_1 + 0,16 \cos 2\varphi_1. \end{aligned}$$

I. Numéro de la section.	II. x .	III. φ_1 .	IV. $2\varphi_1$.	V. $\theta_1 x$.	VI. $-2,5 \cos \varphi_1$.	VII. $+0,16 \cos 2\varphi_1$.	VIII. u .	IX. Ordonnées de la notation.	X. Ordonnées à la surface de l'eau.	XI. $\frac{1}{2}(IX + X)$.	XII. Alre Immergée.	XIII. Alres $\bar{A}$.	XIV. XII - X.III.	XV Moments.
1.....	47,3	46°	92	+4,45	-1,74	0	+2,63	20	27	23,5	+62	-39	+101	4777
2.....	28,4	— 8	— 16	-2,67	-2,48	+0,15	+0,27	82	82	82	+22	-11	+ 33	937
3.....	17,3	— 40	— 80	+1,63	-1,92	+0,03	-0,33	102	102	102	-34	+27	- 61	-1055
4.....	0	— 90	— 180	0	0	-0,16	-0,23	111	111	111	-26	»	»	»
5.....	-17,3	-140	-280	-1,63	+1,92	+0,03	+0,25	110	110	110	+27	»	»	»
6.....	-28,4	-172	-344	-2,67	-2,48	+0,15	-0,11	102	102	102	-11	»	»	»
7.....	-47,3	-226	— 92	-4,45	+1,74	0	-2,78	36	11; 3	14	-39	»	»	»
Sommes.....														+ 1
4659														

TABLE XI. — Calcul de v_3 et de M_3 .

$$\begin{aligned} \epsilon_3 &= \frac{3\tau}{4} = 6^{\circ},75; & \zeta_3 &= 0,26 + 0,15 = 0,41, \\ \theta_3 &= -5^{\circ},24' = -0,0943, \\ z_1 &= 0,16 + 2,5 \cos\left(\frac{2\pi x}{\lambda} - \frac{3\pi}{2}\right) - 0,16 \cos\left(\frac{4\pi x}{\lambda} - 3\pi\right), \\ u &= \zeta_3 + \theta_3 x - z_1. \end{aligned}$$

IX.														
I. Numéro de la section.	II. x.	III. φ.	IV. zφ.	V. θ ₃ x.	VI. -2,5cos φ.	VII. +0,16cos 2 φ.	VIII. u.	Ordonnées de la flottaison.		XI. $\frac{1}{2}(IX + X).$	XII. Aire immergée.	XIII. Aires A.	XIV. XII-XIII.	XV. Moments. XIII. x.
								à la surface.	à la flottaison.					
1.....	47,3	46-π	92-2π	-4,45	+1,74	0	-2,45	20	8	14	-34	176	-210	-9933
2.....	28,4	etc.	etc.	-2,67	+2,48	0,15	+0,22	82	82	82	+18	61	-43	-1321
3.....	17,3	»	»	-1,63	+1,92	0,03	+0,58	102	102	102	+58	0	+58	+1003
4.....	0	»	»	0	0	-0,16	+0,10	111	111	111	+11	»	»	»
5.....	-17,3	»	»	+1,63	-1,92	0,03	0	110	110	110	0	»	»	»
6.....	-28,4	»	»	+2,67	-2,48	0,15	+0,60	102	102	102	+61	»	»	»
7.....	-47,3	»	»	+4,45	-1,74	0	+2,98	36	82	59	+176	»	»	»
Sommes.....											290	-10251		

Substituant ces valeurs, on trouve

$$\begin{aligned}\alpha'_0 &= 483, & \beta'_0 &= 46, \\ \alpha'_1 &= 1547, & \beta'_1 &= 19890.\end{aligned}$$

Donc

$$\begin{aligned}\Delta\alpha'_0 &= 483 - 475 = 8, \\ \Delta\beta'_0 &= 46 + 75 = 121, \\ \Delta\alpha'_1 &= 1547 - 774 = 773, \\ \Delta\beta'_1 &= 19890 - 20080 = -190.\end{aligned}$$

Ces valeurs étant multipliées par $\tau = 2,5$ et divisées respectivement par la masse du navire et par son moment d'inertie, et substituées dans les seconds termes des équations (*) et (**) du § 4, fourniront les valeurs suivantes des corrections à ajouter à ζ et à θ ,

$$\begin{aligned}\Delta\zeta &= 0,03 \cos \frac{2\pi t}{\tau} + 0,33 \sin \frac{2\pi t}{\tau}, \\ \Delta\theta &= 0'' 12' \cos \frac{2\pi t}{\tau} - 0'' 2' \sin \frac{2\pi t}{\tau}.\end{aligned}$$

Si donc on n'a pas besoin d'étudier le tangage au point de vue de l'influence des formes du navire, on peut se contenter de la première approximation fournie par les considérations les plus élémentaires du § 8 et les calculs très simples de la Table II.

§ 11.

On agite assez souvent la question de la position de l'axe autour duquel le navire tangue ou roule ; ce sont surtout les personnes qui souffrent du mal de mer qui s'y intéressent. On rencontre souvent des résultats contradictoires, qui proviennent de ce que, sans donner de définition précise, on désigne sous le même nom des choses tout à fait différentes.

En traitant cette matière, il ne faut jamais perdre de vue les définitions précises et les propositions démontrées en Mécanique. On sait, en effet, que le mouvement le plus général d'un corps solide peut être décomposé d'une infinité de manières en une translation commune à tous ses points et en une rotation autour d'un point. Pour faire cette réduction, on choisit, dans le corps, un point *M arbitraire* et l'on considère que le mouvement du corps se compose en un mouvement de translation dont la vitesse, en chaque instant, est égale et parallèle à la vitesse du point *M* au même instant, et en une rotation autour d'un axe passant par le point *M*. On appelle quelquefois ce point *pôle*, et l'axe correspondant *axe instantané*.

En Dynamique, pour avoir des équations du mouvement du solide sous une forme plus simple, on prend pour le pôle le centre de gravité du solide et l'on dit que le mouvement du corps se compose d'un mouvement de

translation égal à celui de son centre de gravité, et d'un mouvement de rotation autour de ce point ; à chaque instant il y a un axe passant par le centre de gravité, autour duquel la rotation se fait au moment considéré : c'est l'axe instantané correspondant au centre de gravité.

Parmi tous les choix arbitraires des pôles de rotation M, il y en a un qui est particulièrement remarquable : c'est celui pour lequel la vitesse du point M, au moment considéré, est la plus petite. On trouve alors que le lieu géométrique de ces points est une droite qui a en même temps les propriétés suivantes : au moment considéré, la vitesse de translation de chacun de ces points est dirigée suivant cette droite elle-même, et que l'axe instantané de rotation correspondant à chacun de ces points est aussi cette droite elle-même ; donc, au moment considéré, cette droite ne fait que glisser sur elle-même ; c'est pour cela qu'on la nomme *l'axe instantané de rotation et de glissement*.

Si le mouvement du solide se fait parallèlement à un plan fixe, on verra que l'axe précédemment défini est perpendiculaire à ce plan, et, la vitesse de translation suivant cet axe étant nulle, il n'y a pas de glissement et l'axe est simplement appelé *axe instantané de rotation*. De même que dans le cas où le corps a un point fixe.

Quand on parle d'un axe instantané du navire, il faut bien désigner duquel des axes précédemment définis on veut traiter. En général, dans le cas du navire, on ne considère que son mouvement oscillatoire, laissant de côté sa marche en avant ; on suppose ensuite que le centre de gravité du navire se meut dans un plan vertical invariable, et que le mouvement du navire se fait aussi parallèlement à ce plan ; dans ce cas, il existe bien, à chaque instant, une droite perpendiculaire audit plan ; tous les points de cette droite ont une vitesse nulle à l'instant considéré : c'est l'axe instantané de rotation. Sa position est, en général, variable dans l'espace ainsi que dans le navire, et n'a rien de commun avec la construction de Moseley, que l'on applique parfois en voulant déterminer cet axe.

Si dans le cas du tangage pur on néglige les oscillations horizontales du centre de gravité, on déterminera aisément la position de l'axe instantané, d'après les équations du mouvement du navire.

Ces équations étant

$$\begin{aligned}\zeta &= H + A \cos \frac{2\pi t}{\tau} + B \sin \frac{2\pi t}{\tau} = H + Z \cos \left(\frac{2\pi t}{\tau} - \alpha \right), \\ \theta &= A' \cos \frac{2\pi t}{\tau} + B' \sin \frac{2\pi t}{\tau} = \Theta \cos \left(\frac{2\pi t}{\tau} - \beta \right).\end{aligned}$$

On formera les expressions des composantes de la vitesse du point dont les coordonnées sont x et z , et on les égalera à zéro ; on obtiendra

$$\begin{aligned}v_z &= \zeta' + x\theta' = 0, \\ v_x &= z\theta' = 0,\end{aligned}$$

d'où

$$z = 0 \quad \text{et} \quad x = \frac{\zeta'}{\theta'}$$

pour les équations de l'axe instantané; c'est donc une droite perpendiculaire au plan zx , c'est-à-dire au plan longitudinal, coupant l'axe des x à une distance $x_c = -\frac{\zeta'}{\theta'}$.

En substituant à ζ' et θ' leurs valeurs, on aura

$$x_c = -\frac{Z}{\Theta} \frac{\sin\left(\frac{2\pi t}{\tau} - \alpha\right)}{\sin\left(\frac{2\pi t}{\tau} - \beta\right)}.$$

En général, les angles α et β sont différents; alors, la position de l'axe instantané est variable, mais nous avons vu précédemment que les angles α et β dépendent des éléments du navire, de ses formes, etc., car ils sont déterminés par les paramètres a'_0, b'_0, a'_1, b'_1 , qui sont eux-mêmes fonctions des formes du navire et de la longueur de la vague. Il peut donc exister, pour un navire donné, une telle longueur λ de la vague pour laquelle les angles α et β deviennent égaux; alors l'axe instantané de rotation occupe dans le navire une position *constante*, située dans la partie correspondant aux valeurs négatives des abscisses x , c'est-à-dire dans la partie R quand le navire file mer arrière et dans la partie N quand il file mer debout.

L'axe instantané peut aussi occuper une position constante dans le navire si les angles α et β , n'étant pas égaux, diffèrent de 180° ; par exemple, si

$$\alpha = \beta \pm 180^\circ;$$

dans ce cas, il est situé dans la partie correspondant aux valeurs positives des x , c'est-à-dire dans la partie N quand le navire file mer arrière et R quand il file mer debout.

Il semble que, pour les formes usuelles des navires, les deux cas se présentent, en telle sorte que, si l'axe instantané ayant une position fixe existe, il est situé dans la partie R , et c'est un exercice assez compliqué sur la résolution des équations transcendantes que la recherche des longueurs λ de la vague pour lesquelles l'axe instantané occupe une position constante dans le navire donné, filant avec une vitesse donnée.

§ 12.

Les personnes sujettes au mal de mer cherchent souvent dans le navire ce qu'elles appellent le *point* ou la *région tranquille*. Si l'on se rappelle l'explication du mal de mer que M. Guyou donne à la page 327 de sa *Théorie du Navire*, en l'attribuant aux variations du poids apparent, on serait porté

à croire que le point tranquille, objet de recherches souvent vaines des malades, est le point où le poids apparent ne varie pas, donc, où l'accélération reste constante, donc nulle, cette constante ne pouvant évidemment être autre que zéro. En un mot, c'est ce que l'on nomme en Mécanique le centre instantané d'accélération ou mieux l'axe instantané d'accélération. Sa position est, en général, tout aussi variable que celle de l'axe de rotation; mais, dans le cas où ce dernier a une position fixe dans le navire, les deux axes coïncident.

Si l'on envisageait comme cause principale du mal de mer la variation de la direction de la pesanteur apparente, en négligeant celle de son intensité, on verrait qu'à chaque instant il existe tout un plan pour lequel la projection horizontale de la pesanteur apparente est nulle. La position de ce plan est aussi variable, mais il se peut que ces plans, par leur succession, enveloppent une surface fermée ou cylindrique de dimension restreinte; alors, tout point à l'intérieur de cette surface étant peu éloigné desdits plans, la direction de la pesanteur apparente ne variera que faiblement dans l'intérieur de cette surface : ce serait la *région* tranquille pour les malades.

On voit que, d'après la définition que l'on donne, on obtient des choses tout à fait différentes, qui souvent étant désignées par le même nom, mais sans définition précise, donnent lieu à des malentendus.

§ 13.

Le but de cette Notice est d'attirer l'attention des hommes du métier sur la nécessité d'employer, dans les études de la théorie du navire, des méthodes analytiques plus puissantes que celles que l'on emploie ordinairement; c'est surtout la méthode des approximations successives et du développement en séries procédant selon les puissances de certaines constantes et des sinus et cosinus des arcs multiples, qui peut donner des résultats intéressants. Cette méthode est en usage continu dans la Mécanique céleste; pour la théorie du navire, il y a dans le seul problème du tangage une foule de questions où elle est applicable; par exemple, le cas de la résistance proportionnelle au carré de la vitesse, le cas de la résistance de la forme $av + bv^2$, le cas de certaines hypothèses sur le caractère de la résistance dite *active* de la vague, dépendant du mouvement orbitaire des particules de l'eau; la manière de déduire les coefficients de résistance des observations du tangage sur une houle donnée, faite par la chronophotographie; le tangage sur le clapotis, le tangage sur des lames de profil donné, etc....

Un cas est surtout remarquable, il demande une étude bien plus approfondie : c'est quand le cap du navire n'est pas perpendiculaire à la crête des vagues; nous l'avons mentionné déjà au § 2. Pour avoir une première approximation pouvant servir de point de départ pour le calcul du tangage,

on n'a qu'à substituer à λ , dans les formules ci-dessus, $\frac{\lambda}{\sin \alpha} = \lambda \operatorname{cosec} \alpha$, où α est l'angle entre la direction du navire et celle des crêtes des lames ; mais le tangage étant alors accompagné de roulis, dont les angles peuvent être considérables, il faut faire usage des équations d'Euler, sur le mouvement de rotation d'un solide, et l'emploi des fonctions elliptiques est presque inévitable. Nous reviendrons, dans un Mémoire spécial, sur cette question importante à plusieurs points de vue.

Discussion du Mémoire de M. Kriloff.

M. BERTIN :

La trop courte analyse des Mémoires de M. Kriloff, que je viens de présenter à la Société, en l'absence de M. le commandant Guyou, n'empêchera, j'espère, aucun des Membres présents de se reporter aux Mémoires eux-mêmes et de les étudier dans l'original comme ils méritent de l'être.

L'importance de cette contribution nouvelle à l'étude des qualités nautiques et de la fatigue des navires apparaît surtout clairement à la lecture du second Mémoire, consacré aux applications pratiques. On y voit combien les résultats des calculs serrent de près les résultats de l'observation et, par suite, méritent de confiance dans les cas où l'observation fait défaut.

Toutes les données expérimentales s'accordent, en effet, sur ce point que le tangage est bien un mouvement concomitant avec celui de la houle et incapable de se perpétuer de lui-même, ainsi que l'affirmaient nos auteurs du siècle dernier.

En eau calme, l'expérience de tangage factice, irréalisable avec les navires eux-mêmes, est facile à faire sur un petit modèle ; elle a été exécutée dans le laboratoire de M. Marey, en relevant les positions successives du navire à l'aide de l'appareil chronophotographique. L'avant du modèle soulevé retombe dans l'eau en s'arrêtant à la position d'équilibre, sans le dépasser d'une manière appréciable ; le petit crochet représenté Pl. IV, fig. 1, à la suite de la demi-oscillation de retour à l'équilibre, a été tracé de sentiment. On a, sur la même figure, tracé, à titre de comparaison, la courbe des inclinaisons successives d'un navire dans l'expérience de roulis factice.

A la mer, l'expérience a été surtout faite avec l'oscillographe double, ainsi que l'a bien voulu rappeler M. Kriloff. Le cas le plus probant, et en même temps le plus curieux est celui de l'*Annamite*, dans lequel le petit pendule a tracé sur le papier une ligne rigoureusement droite, dont nous donnons le fac-similé Pl. IV, fig. 2, et cela pendant des heures entières, à chaque remise en marche de l'appareil. La coïncidence continue du petit pendule et de l'axe vertical du bâtiment prouve à la fois deux choses :

1° L'axe vertical du bâtiment était constamment dirigé suivant la position d'équilibre hydrostatique ;

2° Le navire, tout en tanguant, participait au mouvement orbitaire de l'eau.

On peut ajouter que le petit pendule ne subissait pas sensiblement l'influence du tangage et n'obéissait qu'à la pesanteur et à la force d'inertie dans le mouvement orbitaire.

Les choses se passent rarement avec la simplicité qui s'est rencontrée dans les observations faites sur l'*Annamite*; le plus souvent le tangage du navire présente un retard qui est d'autant plus grand que le bâtiment est doué d'un plus grand moment d'inertie, et surtout d'autant plus grand que la période relative des vagues, par rapport au navire en marche, est plus courte.

De plus, dans certains cas, les relations entre les tangages et le passage des vagues deviennent extrêmement confuses, bien que le synchronisme subsiste sensiblement. On en trouvera un exemple sur la Pl. IV, *fig.* 3, qui se rapporte au *Menzaleh*, remontant la mousson de nord-ouest, près du canal de Formose.

Si nous revenons au tangage s'exécutant avec un simple retard par rapport au mouvement des vagues, pour lequel les équations de M. Kriloff concordent bien avec les faits observés, nous y trouvons, comme cas particulier d'un intérêt spécial, celui où le retard est d'un quart de période. Les dénivellations atteignent alors leur plus grande valeur, l'avant émergeant sur le sommet des vagues (Pl. IV, *fig.* 4) et s'immergeant dans les creux (Pl. IV, *fig.* 5). Les deux figures font voir comment, par le seul effet du mode de concordance, les dénivellations sont plus fortes à l'avant qu'à l'arrière du bâtiment.

Le cas considéré est bien connu des marins, surtout de ceux qui, naviguant souvent en escadre, ont plus souvent l'occasion de suivre les mouvements d'un navire voisin. En 1868, sur l'escadre du Nord, j'ai vu ainsi, pendant deux journées consécutives, le brion des frégates cuirassées, type *Savoie*, sortir de l'eau à chaque coup de tangage sur une dizaine de mètres de longueur, puis couper la tête aux sardines, suivant l'expression familière du bord, en rentrant dans la mer qui venait inonder le pont de la teugue et de là le gaillard. Un dessin conservé à bord montrait le même mouvement observé l'année précédente pour les mêmes navires et prouvait que, dans la même saison, les conditions de mer avaient été identiques. L'exemple de l'ancien *Magenta*, qui, naviguant de conserve avec les frégates, n'éventait jamais son brion, prouvait, sur ce dessin, qu'une différence assez faible dans les moments d'inertie des navires suffit pour modifier notablement le retard du tangage; certains navires s'élèvent à la lame (cas des faibles retards), tandis que d'autres, peu différents, passent sous la lame (cas du retard d'un quart de période).

Au commencement de 1895, j'ai fait reprendre à Toulon ces intéressantes observations sur le tangage des navires, vus de l'extérieur, en employant l'appareil chronophotographique de M. le Dr Marey. M. Comte, préparateur de M. Marey, alla lui-même enseigner aux ingénieurs de Toulon l'usage des instruments. La série des photographies relevées a servi à illustrer une Communication faite, en juin 1895, au Congrès des *Naval architects*, à la Sorbonne.

Parmi les faits les plus remarquables établis par les relevés chronophotographiques, je citerai surtout la variation que subit le déplacement des navires au cours du tangage. L'existence de cette variation se découvre à la simple observation et se trouve prouvée, d'ailleurs, par le seul fait que les dénivellations sont beaucoup plus étendues à l'avant qu'à l'arrière; on n'avait pas de données sur la valeur qu'elle peut atteindre. Les photographies du *Marceau* ont montré que la différence de déplacement, entre le moment où l'avant plonge et celui où il émerge, s'élève à 800 tonneaux, soit le quinzième du déplacement. Sur les torpilleurs, la variation de déplacement atteint des proportions bien autrement grandes; ainsi, sur la *Tourmente*, la différence observée a atteint le tiers du déplacement.

Ces grands changements du déplacement, qui sont de nature à modifier la stabilité et

toutes les conditions de tenue à la mer, ne peuvent s'expliquer que par un retour périodique des causes qui les produisent et par la propriété du navire de prendre un mouvement oscillatoire de translation synchrone avec ce retour périodique.

Les causes de variation de déplacement, indépendamment des différences entre les mouvements orbitaires du navire et de l'eau, sont de deux sortes, savoir :

1° Les retards du tangage par rapport au mouvement des vagues, qui tendent à produire les changements que l'on voit clairement sur les *fig.* 4 et 5, et qui obligeraient tout au moins le navire à prendre un mouvement oscillatoire vertical pour conserver son déplacement ;

2° Les forces hydrodynamiques produites par la marche du navire, dont l'effet se manifeste, même en eau calme, par un changement d'assiette. La composante verticale de la résistance à la marche est évidemment très différente, dans les deux cas des *fig.* 4 et 5 (Pl. IV) ; elle paraît devoir être plus forte dans le cas de la *fig.* 4 (Pl. IV), ce qui augmente la tendance aux grands mouvements d'émersion et d'immersion de l'avant, l'arrière restant relativement immobile.

Quant au mouvement pendulaire propre de translation du navire, ses lois sont bien connues. Sa demi-période, pour un mouvement produit artificiellement en eau calme, est

$$T_0 = \pi \sqrt{\frac{V}{gS}},$$

P étant le déplacement du navire et S la surface de la flottaison.

Quand on risque quelques applications numériques, on trouve que la valeur de T_0 ainsi calculée doit se rapprocher assez sensiblement de la demi-période du tangage propre théorique

$$T_t = \pi \sqrt{\frac{\Sigma mr^2}{P(R - \alpha)}},$$

laquelle est à peu près le tiers de la demi-période du roulis, c'est-à-dire de 3^e sur des navires qui roulent en 9^e.

Comme les grands mouvements de tangage se produisent surtout quand, par suite de la vitesse du navire, la demi-période relative T des vagues se rapproche de celle du tangage T_t et, par suite, de T_0 , il n'est pas surprenant que les grands tangages soient accompagnés de grandes variations de déplacement.

Les investigations de M. Kriloff s'étendent bien au delà de l'étude des simples amplitudes de tangage et tendent à pénétrer plus profondément qu'on ne l'avait fait jusqu'à présent dans la recherche de la fatigue des matériaux de la coque. Elles inspirent la plus haute idée du niveau des cours et de la science des professeurs à l'Académie navale de Saint-Petersbourg.

DE L'INFLUENCE QU'UN CHARGEMENT LIQUIDE

EXERCE

SUR LA STABILITÉ D'UN NAVIRE,

PAR M. P. DUHEM,

Professeur de Physique théorique à la Faculté des Sciences de Bordeaux.

Les conditions nécessaires et suffisantes pour la stabilité d'un corps flottant ont longtemps exercé la sagacité des géomètres. Pour les découvrir, Bouguer avait limité les déplacements imposés au navire et au liquide qui le porte, par les conditions suivantes :

1° Le déplacement du navire est *isocarène*, c'est-à-dire que le volume immergé demeure invariable ;

2° La surface du liquide demeure invariable.

Donnant alors au navire une petite inclinaison, il calculait le couple de redressement et cherchait à quelle condition ce couple tendait, en effet, à s'opposer au chavirement. Il parvint ainsi à la célèbre règle du métacentre.

La démonstration de Bouguer fut vivement et justement critiquée ; mais des démonstrations rigoureuses prouvèrent que la règle du métacentre était réellement la condition nécessaire et suffisante pour la stabilité d'un navire.

Un problème analogue à celui qu'avait traité Bouguer se pose aujourd'hui en architecture navale : le problème dont il s'agit consiste à chercher les *conditions nécessaires et suffisantes pour que l'équilibre d'un navire qui porte un compartiment partiellement rempli de liquide soit en équilibre stable*.

Pour résoudre ce problème, on a suivi la marche qu'avait employée Bouguer. On a fait prendre au navire une petite inclinaison sous les conditions suivantes :

1° Le déplacement du navire est *isocarène* ;

2° La surface du liquide sur lequel flotte le navire est invariable ;

3° La surface libre du chargement liquide demeure horizontale.

Puis on a calculé le couple développé et l'on a cherché à quelle condition ce couple déterminait le relèvement et non le chavirement du navire.

Cette méthode a été appliquée tout d'abord par M. Guyou ⁽¹⁾, dans un cas particulier, puis généralisée par MM. Pollard et Dudebout ⁽²⁾,

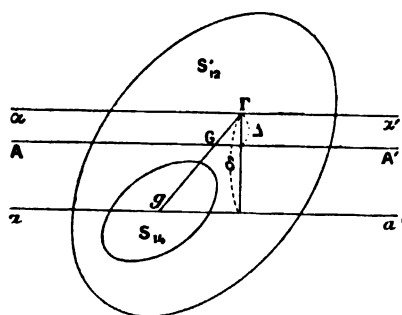
Voici la règle ainsi obtenue :

Soient :

- 1 l'air atmosphérique;
- 2 le liquide qui porte le navire;
- 3 le navire;
- 4 le lest liquide;
- μ la masse des corps 3 et 4;
- ζ la cote du centre de gravité de cette masse;
- Z la cote du centre de carène;
- ρ_1, ρ_2, ρ_4 les densités des fluides 1, 2, 4;
- S_{14} la surface libre du chargement liquide;
- S'_{14} la flottaison.

Projetons ces deux surfaces sur un même plan horizontal. Soient g, G les centres de gravité respectifs des deux aires (*fig. 1*). Recouvrons la projection de l'aire S_{14} d'une couche superficielle fictive de densité $(\rho_4 - \rho_1)$ et l'aire S'_{14}

Fig. 1.



d'une couche superficielle fictive de densité $(\rho_4 - \rho_1)$. Par les points g, G , menons deux axes horizontaux, parallèles, de direction arbitraire, aa', AA' . Soient i, I les moments d'inertie respectifs des deux distributions superficielles considérées par rapport aux axes aa', AA' .

Pour que l'équilibre du navire soit stable, il faut et il suffit que l'on ait

$$(1) \quad \mu(Z - \zeta) + I - i > 0,$$

quelle que soit la commune orientation des deux lignes aa', AA' .

La démonstration de M. Guyou, de MM. Pollard et Dudebout, prête évi-

⁽¹⁾ E. GUYOU, *Théorie du Navire*, p. 118; Paris, 1887.

⁽²⁾ POLLARD et DUDEBOUT, *Théorie du Navire*, t. II, p. 55; Paris, 1891.

demment aux critiques qui ont été autrefois adressées à la démonstration de Bouguer. On voit sans peine que la condition qu'elles fournissent est nécessaire pour la stabilité du navire; on n'est pas assuré qu'elle soit suffisante.

Nous avons cherché à établir une condition assurément suffisante pour la stabilité de l'équilibre du navire; dans ce but, nous avons formé le potentiel du système composé des fluides 1, 2, 4 et du solide 3; puis, conformément au théorème connu de Lejeune-Dirichlet, nous avons cherché à quelle condition ce potentiel était minimum. Nous avons ainsi obtenu ⁽¹⁾ la condition suivante, *condition suffisante, mais peut-être pas nécessaire* pour la stabilité de l'équilibre :

Soit Γ le centre de gravité des masses

$$(\rho_2 - \rho_1)S'_{12} \quad \text{et} \quad -(\rho_4 - \rho_1)S_{14},$$

respectivement répandues sur les surfaces S'_{12} , S_{14} .

Soit $\alpha\alpha'$ un axe parallèle à aa' , AA' , mené par le point Γ . Soient J, j les moments d'inertie, par rapport à l'axe $\alpha\alpha'$, des masses

$$(\rho_2 - \rho_1)S'_{12} \quad \text{et} \quad (\rho_4 - \rho_1)S_{14},$$

respectivement répandues sur les surfaces S'_{12} , S_{14} .

Pour que le navire soit assurément en équilibre stable, il suffit que l'on ait

$$(2) \quad \mu(Z - \zeta) + J - j > 0,$$

quelle que soit l'orientation de l'axe horizontal $\alpha\alpha'$.

Lorsque le centre de gravité de la flottaison et le centre de gravité de la surface libre du chargement liquide sont sur une même verticale, les points G, g coïncident entre eux et avec le point Γ ; on a alors

$$J = I, \quad j = i,$$

l'inégalité (2) devient identique à l'inégalité (1), et la règle de M. Guyou, de MM. Pollard et Dubeout est complètement justifiée.

Mais, hors ce cas, les inégalités (1) et (2) ne sont plus identiques et, circonstance inquiétante, dans le cas, toujours réalisé dans la pratique, où l'on a l'inégalité

$$(3) \quad (\rho_2 - \rho_1)S'_{12} - (\rho_4 - \rho_1)S_{14} > 0,$$

l'inégalité (1) peut être vérifiée sans que l'inégalité (2) le soit.

⁽¹⁾ Sur la stabilité d'un navire qui porte du lest liquide (*Journal de Mathématiques*, 5^e série, t. II, p. 23).

En effet, en vertu de l'inégalité (3), le point Γ sera au delà du point G sur la ligne gG et l'on aura

$$(\rho_2 - \rho_1) S'_{12} \times \overline{G\Gamma} - (\rho_4 - \rho_1) S_{14} \times \overline{g\Gamma} = 0.$$

Soient δ , Δ les distances des droites aa' , AA' à la droite $\alpha\alpha'$. On aura évidemment

$$\frac{\delta}{g\Gamma} = \frac{\Delta}{G\Gamma},$$

en sorte que l'on pourra écrire

$$1^\circ \quad (4) \quad \delta - \Delta > 0,$$

$$2^\circ \quad (5) \quad (\rho_2 - \rho_1) S'_{12} \times \Delta - (\rho_4 - \rho_1) S_{14} \times \delta = 0.$$

Or, on sait que

$$J = I + (\rho_2 - \rho_1) S'_{12} \times \Delta^2,$$

$$j = i + (\rho_4 - \rho_1) S_{14} \times \delta^2.$$

Ces égalités, jointes à l'égalité (5), donnent

$$J - j = I - i + (\rho_2 - \rho_1) S'_{12} \Delta (\Delta - \delta).$$

Cette égalité, jointe à l'inégalité (4), donne l'inégalité

$$J - j < I - i,$$

qui démontre la proposition énoncée.

C'est donc une question fort importante pour la pratique que de trouver, pour la stabilité de l'équilibre d'un navire chargé de liquide, une condition *suffisante* qui soit en même temps *nécessaire*. C'est l'objet du présent travail.

Nous partirons de l'expression de la variation seconde $\delta^2 \Phi$ du potentiel du système.

L'axe des z étant pris vertical et dirigé vers le zénith, nous supposons que le déplacement infiniment petit du solide soit décomposé en trois translations δf , δg , δh , parallèlement aux axes Ox , Oy , Oz , et en trois rotations autour de ces mêmes axes. Si Δx , Δy , Δz sont les composantes du déplacement d'un point, de coordonnées x , y , z , invariablement lié au corps solide, on aura

$$(6) \quad \begin{cases} \Delta x = \delta f + z \delta m - y \delta n, \\ \Delta y = \delta g + x \delta n - z \delta l, \\ \Delta z = \delta h + y \delta l - x \delta m \end{cases}$$

Soient g , l'intensité de la pesanteur;

Dz , l'élévation de l'une des surfaces S_{12} , S_{14} , en un de ses points.

D'après les formules contenues dans notre *Mémoire Sur la stabilité d'un navire qui porte du lest liquide*, on aura

$$(7) \quad \delta^2 \Phi = g(\rho_2 - \rho_1) \int_{S_{12}} (Dz)^2 dS_{12} + g(\rho_4 - \rho_1) \int_{S_{14}} (Dz)^2 dS_{14} + R,$$

R étant donné par l'égalité

$$(8) \left\{ \begin{aligned} R &= g(\rho_2 - \rho_1) S'_{12} (\delta h)^2 \\ &+ g \left[\mu(Z - \zeta) + (\rho_2 - \rho_1) \int_{S'_{12}} y^2 dS'_{12} - (\rho_4 - \rho_1) \int_{S_{14}} y^2 dS_{14} \right] (\delta l)^2 \\ &+ g \left[\mu(Z - \zeta) + (\rho_2 - \rho_1) \int_{S'_{12}} x^2 dS'_{12} - (\rho_4 - \rho_1) \int_{S_{14}} x^2 dS_{14} \right] (\delta m)^2 \\ &- 2g \left[(\rho_2 - \rho_1) \int_{S'_{12}} xy dS'_{12} - (\rho_4 - \rho_1) \int_{S_{14}} xy dS_{14} \right] \delta l \delta m \\ &+ 2g \left[(\rho_2 - \rho_1) \int_{S'_{12}} y dS'_{12} - (\rho_4 - \rho_1) \int_{S_{14}} y dS_{14} \right] \delta h \delta l \\ &- 2g \left[(\rho_2 - \rho_1) \int_{S'_{12}} x dS'_{12} - (\rho_4 - \rho_1) \int_{S_{14}} x dS_{14} \right] \delta h \delta m \end{aligned} \right.$$

Les déplacements Dz ne sont point quelconques; le volume de chacun des fluides 2 et 4 doit demeurer invariable. Ces conditions s'expriment par les égalités suivantes, où N désigne la normale extérieure au solide

$$(9) \quad \int_{S_{12}} Dz dS_{12} - \int_{S_{12}} [\cos(N, x) \Delta x + \cos(N, y) \Delta y + \cos(N, z) \Delta z] dS_{12} = 0,$$

$$(10) \quad \int_{S_{14}} Dz dS_{14} - \int_{S_{14}} [\cos(N, x) \Delta x + \cos(N, y) \Delta y + \cos(N, z) \Delta z] dS_{14} = 0.$$

L'égalité (9) peut se transformer.

En vertu des égalités (6), elle devient

$$(11) \left\{ \begin{aligned} \int_{S_{12}} Dz dS_{12} &- \delta f \int_{S_{12}} \cos(N, x) dS_{12} - \delta g \int_{S_{12}} \cos(N, y) dS_{12} - \delta h \int_{S_{12}} \cos(N, z) dS_{12} \\ &- \delta l \int_{S_{12}} [y \cos(N, z) - z \cos(N, y)] dS_{12} \\ &- \delta m \int_{S_{12}} [z \cos(N, x) - x \cos(N, z)] dS_{12} \\ &- \delta n \int_{S_{12}} [x \cos(N, y) - y \cos(N, x)] dS_{12} = 0. \end{aligned} \right.$$

Mais on a

$$\int_{S_{12}} \cos(N, x) dS_{12} = 0, \quad \int_{S_{12}} \cos(N, y) dS_{12} = 0,$$

$$\int_{S_{12}} \cos(N, z) dS_{12} = -S'_{12},$$

$$\int_{S_{12}} [y \cos(N, z) - z \cos(N, y)] dS_{12} = - \int_{S'_{12}} y dS'_{12},$$

$$\int_{S_{12}} [z \cos(N, x) - x \cos(N, z)] dS_{12} = \int_{S'_{12}} x dS'_{12},$$

$$\int_{S_{12}} [x \cos(N, y) - y \cos(N, x)] dS_{12} = 0.$$

Moyennant ces égalités, l'égalité (11) devient

$$(12) \quad \int_{S_{12}} Dz dS_{12} = -S'_{12} \delta h - \delta l \int_{S'_{12}} y dS'_{12} + \delta m \int_{S'_{12}} x dS'_{12}.$$

L'égalité (10) devient de même

$$(13) \quad \int_{S_{14}} Dz dS_{14} = S_{14} \delta h + \delta l \int_{S_{14}} y dS_{14} - \delta m \int_{S_{14}} x dS_{14}.$$

On peut, en particulier, imposer aux deux surfaces S_{12} , S_{14} , de demeurer horizontales; tout point de la première s'élèvera de δH et tout point de la seconde de $\delta \eta$, δH , $\delta \eta$ étant donnés par les égalités

$$(12 \text{ bis}) \quad S_{12} \delta H = -S'_{12} \delta h - \delta l \int_{S'_{12}} y dS'_{12} + \delta m \int_{S'_{12}} x dS'_{12},$$

$$(13 \text{ bis}) \quad S_{14} \delta \eta = S_{14} \delta h + \delta l \int_{S_{14}} y dS_{14} - \delta m \int_{S_{14}} x dS_{14}.$$

Les égalités (12) et (12 bis) d'une part, les égalités (13) et (13 bis) d'autre part, donnent les égalités

$$S_{12} \delta H - \int_{S_{12}} Dz dS_{12} = 0,$$

$$S_{14} \delta \eta - \int_{S_{14}} Dz dS_{14} = 0,$$

qui peuvent encore s'écrire

$$(14) \quad S_{12} (\delta H)^2 - \int_{S_{12}} \delta H Dz dS_{12} = 0,$$

$$(15) \quad S_{14} (\delta \eta)^2 - \int_{S_{14}} \delta \eta Dz dS_{14} = 0.$$

Les égalités (14) et (15) permettent, sans peine, de remplacer l'égalité (7) par la suivante :

$$(16) \quad \left\{ \begin{aligned} \delta^2 \Phi &= g(\rho_2 - \rho_1) \int_{S_{12}} (Dz - \delta H)^2 dS_{12} + g(\rho_4 - \rho_1) \int_{S_{14}} (Dz - \delta \eta)^2 dS_{14} \\ &\quad + g(\rho_2 - \rho_1) S_{12} (\delta H)^2 + g(\rho_4 - \rho_1) S_{14} (\delta \eta)^2 + R. \end{aligned} \right.$$

Si les deux surfaces S_{12} , S_{14} sont assujetties à demeurer horizontales, on aura, en tout point,

$$Dz - \delta H = 0, \quad Dz - \delta \eta = 0.$$

Sinon, ces égalités seront en général remplacées par des inégalités. Dès lors, l'égalité (16) entraîne la conséquence suivante :

Pour que la quantité $\delta^2 \Phi$ soit positive en tout déplacement virtuel du sys-

tème, il faut et il suffit que l'on ait, pour tout déplacement virtuel du solide,

$$(17) \quad g(\rho_2 - \rho_1)S_{12}(\delta H)^2 + g(\rho_4 - \rho_1)S_{14}(\delta \eta)^2 + R > 0.$$

Mais les égalités (12 bis) et (13 bis) donnent

$$(18) \quad \left\{ \begin{aligned} & g(\rho_2 - \rho_1)S_{12}(\delta H)^2 + g(\rho_4 - \rho_1)S_{14}(\delta \eta)^2 \\ &= g \left[(\rho_2 - \rho_1) \frac{S_{12}^2}{S_{12}} + (\rho_4 - \rho_1) S_{14} \right] (\delta h)^2 \\ &+ g \left[\frac{\rho_2 - \rho_1}{S_{12}} \left(\int_{S'_{12}} y dS'_{12} \right)^2 + \frac{\rho_4 - \rho_1}{S_{14}} \left(\int_{S_{14}} y dS_{14} \right)^2 \right] (\delta l)^2 \\ &+ g \left[\frac{\rho_2 - \rho_1}{S_{12}} \left(\int_{S'_{12}} x dS'_{12} \right)^2 + \frac{\rho_4 - \rho_1}{S_{14}} \left(\int_{S_{14}} x dS_{14} \right)^2 \right] (\delta m)^2 \\ &- 2g \left[\frac{\rho_2 - \rho_1}{S_{12}} \left(\int_{S'_{12}} x dS'_{12} \right) \left(\int_{S'_{12}} y dS'_{12} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{\rho_4 - \rho_1}{S_{14}} \left(\int_{S_{14}} x dS_{14} \right) \left(\int_{S_{14}} y dS_{14} \right) \right] \delta l \delta m \\ &+ 2g \left[\frac{\rho_2 - \rho_1}{S_{12}} S'_{12} \int_{S'_{12}} y dS'_{12} + (\rho_4 - \rho_1) \int_{S_{14}} y dS_{14} \right] \delta l \delta l \\ &- 2g \left[\frac{\rho_2 - \rho_1}{S_{12}} S'_{12} \int_{S'_{12}} x dS'_{12} + (\rho_4 - \rho_1) \int_{S_{14}} x dS_{14} \right] \delta h \delta m. \end{aligned} \right.$$

En vertu des égalités (8) et (18), le premier membre de l'inégalité (17) devient une forme quadratique en

$$\delta h, \quad \delta l, \quad \delta m,$$

forme qui doit être *définie positive*.

Un choix particulier d'axes de coordonnées permet de donner de cette forme une expression plus simple.

Prenons pour origine des coordonnées le centre de gravité G de la surface de flottaison S'_{12} ; pour axe des x , un axe AA' parallèle à l'axe autour duquel s'effectue la rotation instantanée du navire. Nous aurons

$$\int_{S'_{12}} x dS'_{12} = 0, \quad \int_{S'_{12}} y dS'_{12} = 0, \\ \delta m = 0.$$

Les coordonnées du centre de gravité g de la projection, sur le plan des x, y , de l'aire S_{14} seront

$$a = \frac{1}{S_{14}} \int x dS_{14}, \\ b = \frac{1}{S_{14}} \int y dS_{14}.$$

Dès lors l'égalité (8) deviendra

$$\begin{aligned} R &= g(\rho_2 - \rho_1) S'_{12} (\partial h)^2 \\ &+ g \left[\mu(Z - \zeta) + (\rho_2 - \rho_1) \int_{S'_{12}} \gamma^2 dS'_{12} - (\rho_3 - \rho_1) \int_{S_{14}} \gamma^2 dS_{14} \right] (\partial l)^2 \\ &- 2g(\rho_3 - \rho_1) S_{14} b \partial h \partial l. \end{aligned}$$

tandis que l'égalité (18) deviendra

$$\begin{aligned} &g(\rho_2 - \rho_1) S_{12} (\partial H)^2 + g(\rho_3 - \rho_1) S_{14} (\partial \eta)^2 \\ &= g \left[(\rho_2 - \rho_1) \frac{S'_{12}}{S_{12}} + (\rho_3 - \rho_1) S_{14} \right] (\partial h)^2 \\ &+ g(\rho_3 - \rho_1) b^2 S_{14} (\partial l)^2 \\ &+ 2g(\rho_3 - \rho_1) b S_{14} \partial h \partial l. \end{aligned}$$

L'inégalité (17) devient alors

$$\begin{aligned} &g \left[(\rho_2 - \rho_1) \frac{S'_{12} (S_{12} + S'_{12})}{S_{12}} + (\rho_3 - \rho_1) S_{14} \right] (\partial h)^2 \\ &+ g \left[\mu(Z - \zeta) + (\rho_2 - \rho_1) \int_{S'_{12}} \gamma^2 dS'_{12} + (\rho_3 - \rho_1) \left(b^2 S_{14} - \int_{S_{14}} \gamma^2 dS_{14} \right) \right] (\partial l)^2 > 0. \end{aligned}$$

Pour que cette inégalité ait lieu, il faut et il suffit évidemment que l'on ait

$$\mu(Z - \zeta) + (\rho_2 - \rho_1) \int_{S'_{12}} \gamma^2 dS'_{12} + (\rho_3 - \rho_1) \left(b^2 S_{14} - \int_{S_{14}} \gamma^2 dS_{14} \right) > 0.$$

Mais on a évidemment

$$\begin{aligned} I &= (\rho_2 - \rho_1) \int_{S'_{12}} \gamma^2 dS'_{12}, \\ i &= (\rho_3 - \rho_1) \int_{S_{14}} \gamma^2 dS_{14} - (\rho_3 - \rho_1) S_{14} b^2. \end{aligned}$$

L'inégalité précédente devient donc l'inégalité

$$1) \quad \mu(Z - \zeta) + I - i > 0.$$

Ainsi, pour qu'un navire, portant un chargement liquide, soit en équilibre stable en un bassin limité, il faut et il suffit que la condition indiquée par MM. Pollard et Dudebout soit vérifiée.

Cette proposition, étant vraie quelles que soient les dimensions du bassin, s'applique à un navire flottant sur une mer illimitée.



CHANGEMENTS

D'IMMERSION, DE STABILITÉ ET D'ASSIETTE,

ÉPROUVÉS

PAR UN NAVIRE

QUI FLOTTE SUR DES LIQUIDES DE DIFFÉRENTES DENSITÉS,

PAR M. J. POLLARD,

Ingénieur de la Marine.

Lorsqu'un navire passe de l'eau de mer dans l'eau douce, ou inversement, les conditions de flottabilité se modifient d'une façon très sensible; il est intéressant de pouvoir apprécier, par des méthodes approchées et rapides, l'influence sur l'immersion, la stabilité et l'assiette, du changement de densité du liquide ambiant.

Le poids spécifique de l'eau de mer est ordinairement pris égal à 1,026 par mètre cube; et l'on peut, sans grande erreur, considérer, dans les calculs approchés, que la densité du liquide ambiant varie de $\frac{1}{10}$ de sa valeur lorsque l'on passe de l'eau de mer dans l'eau douce ou réciproquement.

Nous admettons, pour simplifier les calculs, que le flotteur considéré est assimilable à un corps cylindrique dont les génératrices sont horizontales et perpendiculaires au plan d'inclinaison.

Grâce à cette hypothèse restrictive, dont on fait un fréquent usage dans les questions de stabilité et d'assiette, on peut ramener celles-ci à de simples problèmes de Géométrie plane.

Considérons tout d'abord un flotteur cylindrique dont la section droite renferme les points suivants :

G, centre de gravité du flotteur;
C₀, centre de carène;

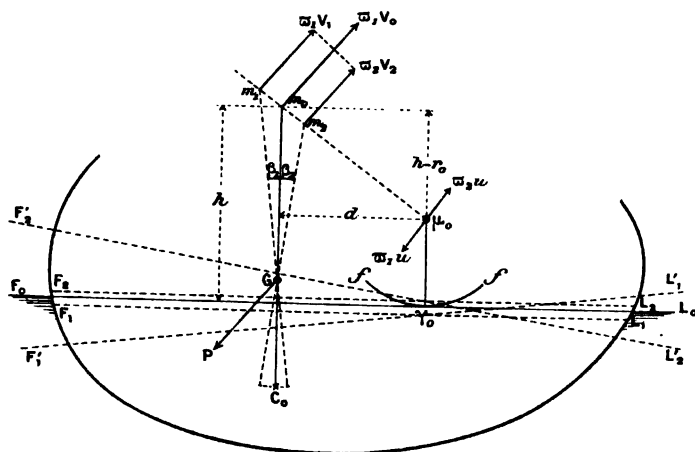
γ_0 , centre de gravité de la flottaison $F_0 L_0$;

m_0 , point métacentrique initial;

μ_0 , centre de courbure de l'enveloppe ff des flottaisons isocarènes, ou *métacentre différentiel*;

Ces deux derniers points sont relatifs à un plan d'inclinaison parallèle aux sections droites du cylindre et, par suite, au plan de la *fig. 1*.

Fig. 1.



Supposons, pour fixer les idées, que la flottaison $F_0 L_0$ corresponde au liquide de moindre densité (ϖ_0); en passant à un liquide de densité supérieure (ϖ_1), il y aura *émersion* du flotteur et diminution du volume de carène,

$$V_0 - V_1 = u = \varepsilon \Sigma,$$

en désignant par Σ l'aire de la flottaison $F_0 L_0$, ε représente l'épaisseur moyenne de la tranche d'émersion, c'est-à-dire la quantité dont le flotteur émergerait, s'il n'y avait pas changement d'assiette.

Si P est le poids du flotteur, on a les relations suivantes :

$$\begin{aligned} \varpi_0 V_0 &= P = \varpi_1 V_1, \\ \varpi_1 u &= \varpi_1 (V_0 - V_1) = (\varpi_1 - \varpi_0) V_0, \\ u &= (\varpi_1 - \varpi_0) \frac{V_0}{\varpi_1} = (\varpi_1 - \varpi_0) \frac{V_1}{\varpi_0} = \frac{\varpi_1 - \varpi_0}{\varpi_1 \varpi_0} P. \end{aligned}$$

En raison des hypothèses admises, la section droite du cylindre reste verticale et parallèle au plan d'inclinaison; elle contient toujours les divers points ci-dessus mentionnés.

Nous pouvons considérer la nouvelle poussée $\varpi_1 V_1 = P$ comme résultant de la poussée $\varpi_1 V_0$ appliquée en m_0 et composée avec la force $\varpi_1 u$, dirigée

en sens contraire, cette dernière étant appliquée au métacentre différentiel μ_0 .

La résultante de ces deux forces parallèles, mais de directions opposées, est

$$\varpi_1 V_0 - \varpi_1 u = \varpi_1 (V_0 - u) = \varpi_1 V_1 = P$$

appliquée en un point m_1 situé sur $\mu_0 m_0$ prolongée et à une distance

$$\overline{m_0 m_1} = \overline{\mu_0 m_0} \frac{u}{V_1} = \overline{\mu_0 m_0} \frac{\varpi_1 - \varpi_0}{\varpi_0}.$$

Le point m_1 va jouer le rôle de point métacentrique pour la nouvelle carène et $m_1 G$ est la nouvelle verticale d'équilibre. La hauteur métacentrique devient $m_1 G$.

Si nous passons d'un liquide plus dense (ϖ_0) à un liquide moins dense (ϖ_2) il nous faudra composer deux forces parallèles et *de même sens*,

$$\varpi_2 V_0, \quad \text{et} \quad \varpi_2 u,$$

dont la résultante

$$\varpi_2 V_0 + \varpi_2 u = \varpi_2 (V_0 + u) = \varpi_2 V_2 = P$$

est appliquée en m_2 , entre μ_0 et m_0 , à une distance de m_0 égale à

$$\overline{m_0 m_2} = \overline{m_0 \mu_0} \frac{u}{V_2} = \overline{m_0 \mu_0} \frac{\varpi_2 - \varpi_0}{\varpi_0}.$$

La nouvelle verticale d'équilibre est $m_2 G$ et la hauteur métacentrique devient $\overline{G m_2}$.

Application au navire. — Considérons un navire passant de l'eau douce dans l'eau de mer (émersion)

$$\varpi_0 = 1, \quad \varpi_1 = 1 + \frac{1}{40}, \quad \frac{\varpi_1 - \varpi_0}{\varpi_0} = \frac{1}{40},$$

$$u = V_0 - V_1 = \frac{1}{40} V_0 \quad (\text{approximativement}).$$

L'émersion moyenne est donnée par

$$\varepsilon = \frac{u}{\Sigma} = \frac{V_0}{40 \Sigma}.$$

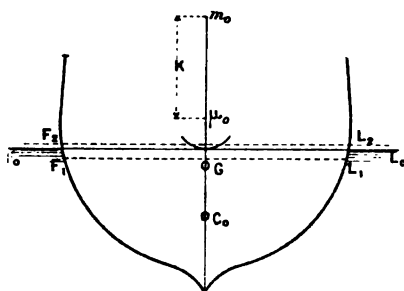
Le bâtiment reste droit (généralement) et le coefficient de résistance à l'inclinaison transversale est modifié par suite du déplacement en hauteur du point métacentrique m .

Si μ_0 est en dessous de m_0 , comme cela se présente sur la *fig. 2*, l'émersion est accompagnée d'une augmentation de la hauteur métacentrique,

$$r_1 - a_1 = r_0 - a_0 + \frac{K}{40},$$

en désignant par K la hauteur de m_0 au-dessus de μ_0 . Si μ_0 était au-dessus de m_0 , il y aurait réduction de stabilité.

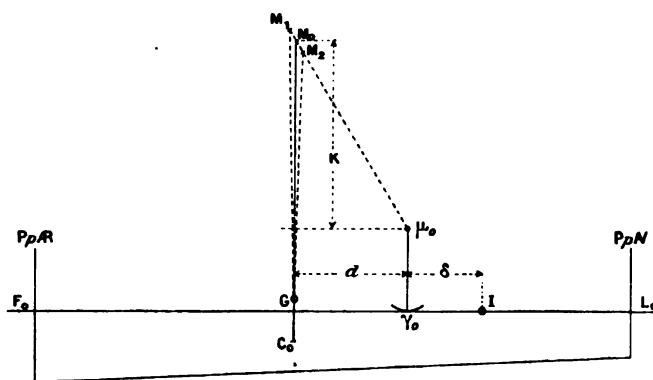
Fig. 2.



Dans le cas où l'on passerait de l'eau de mer en eau douce, il y aurait *immersion* et les résultats précédents seraient inversés.

Dans le sens longitudinal, les choses se passent différemment; l'influence sur la stabilité longitudinale est, en général, négligeable, tandis que l'assiette est plus ou moins modifiée en raison des positions relatives de G et δ_0 suivant la longueur du bâtiment (fig. 3).

Fig. 3.



La nouvelle verticale d'équilibre étant M_1G ou M_2G , selon qu'il y a *émersion* ou *immersion*, on peut, avec une grande approximation, évaluer le changement d'assiette comme il suit, en désignant par d la distance horizontale qui sépare γ_0 de G ,

$$\tan \beta = \frac{\left(\frac{d}{40} \right)}{R - a}.$$

La différence de tirant d'eau varie de $\Delta \tan \beta = \frac{\Lambda d}{40(R - a)}$, en désignant par Λ la longueur du bâtiment.

On voit aisément que l'*immersion* est accompagnée d'une augmentation de la différence de tirant d'eau, lorsque γ_0 est en avant de G ($d > 0$) et inversement.

Les changements subis par les tirants d'eau extrêmes s'obtiennent en combinant algébriquement la demi-variation de la différence de tirant d'eau avec la valeur de ε ; nous supposons $\varepsilon > 0$ dans le cas de l'immersion et $\varepsilon < 0$ dans le cas de l'émersion.

Si l'on considère le tirant d'eau R (dont la grandeur intéresse particulièrement le navigateur) d'un navire qui passe de l'eau de mer dans l'eau douce, on obtient, ainsi qu'il suit, son accroissement total :

1° Accroissement partiel dû à l'immersion,

$$\varepsilon = \frac{P \times 100}{40 \times \Sigma \times 1,026} = \frac{P}{40 \Delta} \quad (\text{en centimètres}),$$

en désignant par Δ le déplacement par centimètre, à la surface de la flottaison, dans l'eau de mer;

2° Accroissement partiel dû à l'augmentation de la différence de tirant d'eau,

$$\frac{100 \times \Delta \times d}{2 \times 40 \times (R - a)} = \frac{P \times d}{2 \times 40 \times C} \quad (\text{en centimètres}),$$

en désignant par C le *couple de différence*, ou moment nécessaire pour faire varier d'un centimètre la différence de tirant d'eau.

(Δ et C figurent généralement dans les légendes accompagnant les plans de formes, ainsi que dans les Tableaux de calcul des carènes droites.)

D'où, pour l'accroissement total du tirant d'eau R ,

$$\frac{P}{80} \left(\frac{2}{\Delta} + \frac{d}{C} \right) = \frac{P}{80C} \left(\frac{2C}{\Delta} + d \right);$$

or la quantité $\frac{2C}{\Delta}$ nous est déjà connue; elle représente la distance δ , *en avant* du centre de gravité γ_0 de la flottaison, du point I, où l'on peut ajouter ou retrancher des poids légers sans modifier le tirant d'eau R ⁽¹⁾. De telle sorte que le terme entre parenthèses de l'expression précédente représente précisément la distance horizontale ($\delta + d$) de G à I, comptée positivement lorsque G est en arrière de I.

(¹) Dans ses *Éléments de la Théorie du navire*, publiés à Toulon en 1852, M. le Vice-Amiral Krantz, alors lieutenant de vaisseau, proposait de donner au point I, défini comme ci-dessus, la dénomination de *point d'indifférence pour le débarquement des poids*.

NOTE
AU SUJET DU CALCUL
DU
MOMENT RÉSISTANT DES GOUVERNAILS,

PAR M. DE COURVILLE,
Ingénieur de la Marine.

Lorsque l'on veut évaluer avec quelque précision la pression exercée sur le safran d'un gouvernail, ainsi que le moment résistant que doit vaincre la barre, on prend actuellement, comme point de départ, des formules relatives à la pression que supportent les plans minces en mouvement, établies par M. l'ingénieur de la Marine Joessel.

Ces formules sont les suivantes :

Soient

P la pression totale supportée par le safran ;

M le moment résistant opposé par le gouvernail à sa rotation ;

G² la surface du safran ;

v la vitesse du bâtiment en mètres par seconde au moment où l'on met la barre ;

d la largeur du safran ;

d' la distance de l'axe de la mèche à l'arête avant du gouvernail ;

α l'angle de la barre ;

$$\lambda = \frac{d'}{d},$$

$$P = \frac{41,35 G^2 v^2 \sin \alpha}{0,195 + 0,305 \sin \alpha},$$

$$M = 41,35 G^2 v^2 \sin \alpha \left(d - \frac{d'}{0,195 + 0,305 \sin \alpha} \right).$$

Dans une étude très complète de cette question, M. le Directeur des Constructions navales Thibaudier a montré que les formules précédentes pouvaient permettre une évaluation très approchée des efforts en jeu, à la condition de multiplier la constante (41,35) par un coefficient de réduction K, qui est une fonction de la vitesse du bâtiment, de la vitesse angulaire du safran et des dimensions du navire.

Des expériences dynamométriques faites par lui sur le *Condor* et l'*Épervier* ont montré que l'on pouvait admettre, pour ces bâtiments de 1240 tonnes, les valeurs suivantes du coefficient de réduction en fonction de la vitesse :

Angle de barre	28°
Vitesse angulaire.....	3° par seconde.
Vitesses.	Valeurs de K.
10 nœuds.....	0,570
12 »	0,520
14 »	0,478
16 »	0,443
18 »	0,412
20 »	0,385

En pratique, l'usage s'est répandu d'adopter pour valeurs du coefficient de la formule Joessel 20 au lieu de 41,35; ce qui revient à admettre une valeur de K indépendante du bâtiment et de la vitesse, et égale à 0,483.

Étant donnée l'importance qui s'attache à réunir, dans l'installation du gouvernail, la solidité à la légèreté, nous avons cherché à vérifier si les résultats constatés pour le *Condor* s'appliquaient à un bâtiment beaucoup plus grand, sans un écart considérable.

M. Thibaudier s'exprime en effet ainsi :

Il est évident que, pour une même vitesse angulaire de la barre, un navire de grande masse et de grande résistance à l'évolution par rapport à la puissance de son gouvernail perdra une moindre fraction de sa vitesse initiale, et il n'y aura pas lieu de faire subir à la valeur calculée au moyen de cette vitesse initiale une réduction aussi considérable.

C'est dans le but de vérifier la variation possible du coefficient de réduction K, que nous avons exécuté, sur le cuirassé l'*Amiral-Baudin*, les expériences dynamométriques qui font l'objet de cette Note. Bien que ces expériences aient été peu nombreuses, les résultats nous en paraissent assez nets pour permettre d'intéressantes conclusions.

I. — ESSAIS DYNAMOMÉTRIQUES FAITS SUR LA DROSSE DE L'« AMIRAL-BAUDIN ».
RÉSULTATS OBTENUS.

1. *Calcul du moment résistant théorique.* — Les éléments géométriques de la transmission sont les suivants :

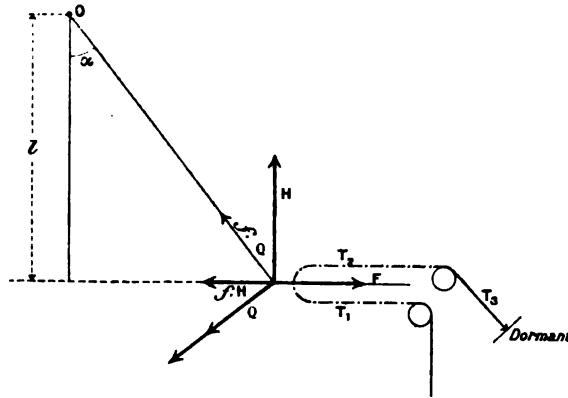
d = largeur du safran rectangulaire.....	=	3 ^m ,05
G^2 = surface	=	19 ^{m²} ,24
$\lambda = \frac{d^2}{G}$	=	0,28
l = distance de l'axe de la mèche à l'axe de la glissière du chariot.....	=	4 ^m ,460

On trouve ainsi, en appliquant sans réduction la formule Joessel,

$M = 336,25 \nu^2$	pour	$\alpha = 35^\circ$,
$M = 314,59 \nu^2$	pour	$\alpha = 34^\circ$,
$M = 298,30 \nu^2$	pour	$\alpha = 33^\circ$.

2° *Moment résistant mesuré.*

Le moment résistant réel ou μ est lié à la traction sur le dormant de la drosse par une relation géométrique.



Nous supposons, comme pour le *Condor*, que la valeur moyenne du coefficient de frottement est de 0,12. Si, dès lors, on tient compte des proportions des réas de retour, on a les quatre équations suivantes :

$$\begin{aligned} F &= 2,1 T_3, \\ F &= Q \cos \alpha + f Q \sin \alpha + f H, \\ H &= Q \sin \alpha - f Q \cos \alpha, \\ \mu &= \frac{l}{\cos \alpha} Q, \end{aligned}$$

d'où l'on tire, en désignant par φ l'angle de frottement,

$$\mu = 2,1 T_3 \frac{I \cos^2 \varphi}{\cos \alpha \times \cos(\alpha - 2\varphi)},$$

ce qui, avec les valeurs admises, donne

$$\begin{aligned} \mu &= T_3 \times 2,1 \times 4,46 \times 1,318 & \text{pour} & \alpha = 35^\circ, \\ \mu &= T_3 \times 2,1 \times 4,46 \times 1,294 & \text{pour} & \alpha = 34^\circ, \\ \mu &= T_3 \times 2,1 \times 4,46 \times 1,272 & \text{pour} & \alpha = 33^\circ. \end{aligned}$$

Pour mesurer T_3 , nous nous sommes servi d'un dynamomètre indicateur pouvant mesurer jusqu'à 10000^{kg}.

L'appareil était attelé sur le dormant de la drosse : la flèche indicatrice de la flexion des ressorts portait un crayon enregistrant les flexions sur un papier dont la course était proportionnelle au chemin parcouru par le chariot. Le dynamomètre était soigneusement taré avant et après les essais, les vitesses du bâtiment étaient déduites du nombre de tours de la machine au moment où l'on mettait la barre.

La Planche ci-annexée (*Pl. V*) reproduit quelques-unes des courbes obtenues : bien que l'échelle de la courbe du papier ait dû être assez souvent modifiée, ces diagrammes mettent en évidence deux faits caractéristiques :

1. La chute brusque de la tension de la drosse aussitôt que l'angle maximum est atteint, ce qui montre que la tension maximum des organes de manœuvre ne dure qu'un instant.

2. L'effet d'un ralentissement, même léger, dans la manœuvre de la barre se traduit par une diminution des efforts très sensible (*voir* la troisième courbe).

En prenant, parmi les relevés ainsi faits, ceux où la vitesse angulaire est la même que sur le *Condor*, nous avons pu dresser le Tableau suivant :

Angle de barre.	Vitesse initiale en nœuds.	Vitesse en mètres par seconde.	Traction mesurée sur la drosse.	Moment calculé M.	Moment mesuré μ .	Rapport $\frac{\mu}{M}$.
35°	15,17	7,797	1300 ^{kg}	20442	16,047	0,785
35	14,72	7,571	1280	19274	15,800	0,810
33	14,72	7,571	1150	17098	13,700	0,802
34	14,10	7,253	1060	16549	12,846	0,776

Sur le *Condor*, à 14 nœuds, $\frac{\mu}{M}$ avait pour valeur 0,478; sur un grand cuirassé, le même rapport a pour valeur moyenne 0,79, pour une vitesse de 14^{nœuds}, 6.

Le moment réel dépasse donc de 62 pour 100 le moment qu'on eût calculé

en adoptant sans autre contrôle le coefficient réductif trouvé sur le *Condor*.

Si l'on introduit enfin ce coefficient dans la formule Joessel, on trouve que la constante à adopter pour obtenir une évaluation exacte du moment résistant est égale à 32^{ks},6, au lieu du chiffre 20 adopté pratiquement.

Nous nous proposons, dans le paragraphe suivant, de montrer que l'on pouvait, en partant des résultats constatés sur le *Condor*, prévoir ce résultat.

II. — EXAMEN THÉORIQUE DES RÉSULTATS CONSTATÉS.

Il est intéressant d'examiner si la cause de l'accroissement relatif constaté provient bien uniquement des dimensions du bâtiment considéré.

Dans ce but reprenons la formule

$$\mu = K \times 41,35 \times d G^2 v^2 \sin \alpha \left(1 - \frac{\lambda}{0,195 + 0,305 \sin \alpha} \right).$$

K est une fonction des formes, de la masse, du moment d'inertie du bâtiment autour de la verticale passant par le centre de gravité et de la vitesse angulaire de la barre; cette fonction interprète numériquement les deux phénomènes suivants :

1° Réduction due à ce que le mouvement de rotation du navire autour d'un axe vertical réduit l'angle sous lequel les filets liquides rencontrent le safran;

2° Réduction due à ce que la vitesse réelle v' au moment où la barre atteint son maximum diffère de v , vitesse initiale avant la giration;

En sorte que, si nous désignons par

$\varphi(\alpha)$ le facteur trigonométrique de la formule,

ε la réduction d'incidence des filets liquides au moment où la barre atteint son maximum

$$K = \frac{\varphi(\alpha - \varepsilon)}{\varphi(\alpha)} \times \frac{v'^2}{v^2}.$$

Soient

l la longueur du bâtiment;

D^2 la surface du plan de dérive et du gouvernail;

I le moment d'inertie;

A un facteur qui est fonction de l'angle de barre, de la dérive, du rapport de la longueur au rayon du cercle de giration au début du mouvement;

θ la durée de la manœuvre.

Nous rappellerons qu'on a, avec une approximation très suffisante,

$$\tan \varepsilon = A \frac{I D^2}{l} \frac{v}{v'} \theta.$$

Considérons deux bâtiments évoluant à la même vitesse, et de tonnage différent; supposons que le plus grand dérive du premier par un accroissement de ses dimensions dans les rapports suivants :

α pour les longueurs l ;

β pour les largeurs h ;

γ pour les hauteurs.

Soit enfin $\rho = \frac{\rho'}{\rho}$.

Affectons d'un indice les éléments du plus grand des deux bâtiments, nous aurons

$$\frac{\tan \varepsilon'}{\tan \varepsilon} = \frac{A' \rho'}{A \rho} \frac{l'}{l} \frac{D'^2}{D^2} \frac{I}{I'} \frac{\theta'}{\theta}.$$

Remarquons, enfin, que même avec une légère variation de l'angle de barre le rapport $\frac{A' \rho'}{A \rho}$ est très sensiblement égal à l'unité; la valeur A augmente avec l'angle de barre tandis que ρ' diminue quand la masse du bâtiment augmente; d'autre part, l'angle de dérive et le rapport de la longueur au rayon de giration sont sensiblement équivalents et, dans ces conditions, on peut écrire

$$\frac{\tan \varepsilon'}{\tan \varepsilon} = \frac{l'}{l} \frac{D'^2}{D^2} \frac{I}{I'} \frac{\theta'}{\theta}.$$

Si la répartition des poids par tranche reste semblable, on peut évaluer le rapport $\frac{I}{I'}$ de la manière suivante :

Soient, pour le bâtiment type considéré :

i_0 le moment d'inertie par rapport au diamétral;

i_1 le moment d'inertie par rapport au transversal qui passe par le centre de gravité.

Soit ϖ le rapport des déplacements

$$\frac{I}{I'} = \frac{\sum p(l^2 + h^2)}{\varpi \sum p(\alpha^2 l^2 + \beta^2 h^2)} = \frac{1}{\varpi \alpha^2} \frac{1}{1 + \frac{\beta^2 - \alpha^2}{\alpha^2} \frac{i_0}{i_0 + i_1}},$$

et l'on a

$$\tan \varepsilon' = \tan \varepsilon \times \frac{\alpha^2 \gamma}{\alpha^2 \varpi} \frac{1}{1 + \frac{\beta^2 - \alpha^2}{\alpha^2} \frac{i_0}{i_0 + i_1}} \frac{\theta'}{\theta}.$$

Appliquons cette formule au *Condor* et à un bâtiment dérivé du *Condor*, mais ayant le déplacement, la longueur, la largeur et la hauteur de l'*Amiral-*

Baudin; admettons enfin que $\frac{i_1}{i_0} = \frac{1}{4}$, c'est-à-dire $\frac{i_0}{i_0 + i_1} = \frac{4}{5}$.

On a

$$\left. \begin{array}{l} \alpha = 1,5 \\ \beta = 2,38 \\ \gamma = 1,97 \\ \varpi = 9,5 \\ \frac{\theta'}{\theta} = 1,25 \text{ (35° de barre au lieu de 28°)} \end{array} \right\} \text{tang } \varepsilon' = 0,20 \text{ tang } \varepsilon.$$

Or, on a trouvé sur le *Condor*, à 28° et à 16 nœuds, $\text{tang } \varepsilon = 0,2522$, correspondant à $\varepsilon = 14^{\circ}, 10$; et, comme $\text{tang } \varepsilon$ augmente avec l'angle de barre et diminue avec la vitesse, on peut admettre que ε conserve la même valeur à 35° de barre et 15 nœuds de vitesse. On devrait donc avoir pour le bâtiment considéré

$$\text{tang } \varepsilon' = 0,05044; \quad \varepsilon' = 2^{\circ} 52'.$$

Le terme réductif $\frac{\varphi(\alpha - \varepsilon')}{\varphi(\alpha)}$ est dès lors, pour l'*Amiral-Baudin*,

$$\frac{\varphi(35^{\circ} - 2^{\circ}, 52)}{\varphi(35^{\circ})} = 0,82.$$

Reste à évaluer la réduction de vitesse pendant le temps θ .

Appliquons la formule suivante, qui résulte de l'intégration de l'équation

$$m \frac{dv}{dt} = P - Rv^2 - Rg,$$

où

P est la poussée de l'hélice,

R la résistance parallèlement à la quille par mètre de vitesse,

Rg la force retardatrice créée par le gouvernail :

$$\frac{v'}{v} = \frac{e \frac{\varphi}{m} \theta v (\varphi + 2A - E) + \varphi - 2A + E}{e \frac{\varphi}{m} \theta v (\varphi + 2C + E) + \varphi - 2C - E} \quad (1),$$

où

$$A = R - 0,04 L,$$

$$E = 0,4 L,$$

$$C = R + L,$$

L = la résistance moyenne du gouvernail parallèlement à l'axe pendant son mouvement de 0° à 45° et par mètre de vitesse,

$$\varphi^2 = E^2 + 4AC,$$

m = la masse du bâtiment.

(1) Cette formule a été donnée par M. le Directeur Thibaudier.

On obtient ainsi pour l'*Amiral-Baudin*, et à la vitesse de 15 nœuds,

$$\begin{aligned}\frac{\nu'}{\nu} &= 0,9706, \\ \left(\frac{\nu'}{\nu}\right)^2 &= 0,942, \\ K &= \left(\frac{\nu'}{\nu}\right)^2 \times \frac{\varphi(\alpha - \varepsilon')}{\varphi(\alpha)} = 0,772, \text{ à } 15 \text{ nœuds.}\end{aligned}$$

Ce chiffre concorde presque rigoureusement avec les valeurs de K déduites de l'expérience directe.

On remarquera de plus qu'en modifiant le rapport $\frac{i_0}{i_1}$ dans une assez grande étendue on ne produit dans la valeur de K que des variations très faibles.

Ce résultat montre d'abord que le fait que le gouvernail de l'*Amiral-Baudin* est compensé n'a pas d'influence sensible sur la variation de K .

Il montre de plus que l'application des formules Joessel n'est légitime qu'à la condition de tenir compte, dans le choix de la constante, des dimensions du bâtiment, de sa vitesse et de la vitesse angulaire de la barre; l'adoption d'un chiffre uniforme donnera des appréciations erronées, si l'on se propose de connaître avec quelque exactitude la valeur des efforts en jeu.

L'exemple de l'*Amiral Baudin* montre en effet que, tandis que le *Condor* abat de 14° pendant le temps de manœuvre de la barre, un cuirassé de 12 000 tonnes et de 100^m de longueur n'abat que de 3°; l'emploi de la formule usuelle eût dans ce cas produit une erreur de 60 pour 100 en moins sur la valeur des efforts en jeu.

La méthode d'examen théorique que nous venons d'employer montre enfin l'exactitude de l'interprétation donnée par M. le Directeur Thibaudier aux phénomènes constatés pour le *Condor*; elle donne aussi un moyen de calculer, pour un bâtiment quelconque et avec une grande approximation, le moment résistant vrai que le gouvernail oppose à sa rotation.



NOTE

SUR UNE

TRANSFORMATION DE MACHINE COMPOUND A 5 KILOGRAMMES

EN MACHINE COMPOUND A 12 KILOGRAMMES,

PAR M. D'ALLEST,
Directeur des Ateliers Fraissinet.

La transformation des machines compound de paquebots en machines à triple expansion n'est pas toujours facile à réaliser; lorsque l'emplacement dont on dispose le permet, la meilleure solution consiste à accoler à la machine existante un troisième cylindre, qui devient le cylindre admetteur, et auquel on fait commander directement une troisième manivelle; on arrive ainsi à égaliser parfaitement le travail dans les trois cylindres, et, par un calage convenable des trois manivelles, on améliore sensiblement le couple de rotation de la machine; cette solution, d'ailleurs coûteuse, n'étant pas toujours possible, on a eu recours à l'addition d'un cylindre et même de deux cylindres admetteurs placés directement au-dessus des cylindres existants; mais ces deux dispositions ne sont pas très avantageuses: si l'on n'ajoute qu'un cylindre, la nécessité de répartir également le travail sur les trois pistons conduit à charger l'une des manivelles deux fois plus que l'autre; si l'on ajoute deux cylindres admetteurs les deux manivelles peuvent être également chargées, mais alors les espaces nuisibles prennent une telle importance par rapport au volume de vapeur introduit, et les chances de fuites, par les nombreux presse-étoupes, deviennent si grandes, que le bénéfice résultant de la transformation est des plus aléatoires; en outre, dans les deux cas, la visite des cylindres inférieurs est singulièrement compliquée.

En Angleterre, plusieurs tentatives ont été faites en vue d'utiliser des pressions de 10^{ks} et 12^{ks} dans une machine simplement compound, et cette solu-

tion a été adoptée récemment par la Compagnie Fraissinet, pour un de ses paquebots, le *Stamboul*, dont on avait à effectuer le changement de chaudières, et dont la machine ne se prêtait pas à une transformation à trois cylindres juxtaposés.

La transformation, effectuée dans les ateliers de la Compagnie, a été des plus simples, car on s'est borné à remplacer le petit cylindre par un autre d'un plus petit diamètre, et pourvu, d'ailleurs, d'un tiroir cylindrique.

Voici les dimensions de la machine :

	Ancienne machine.	Nouvelle machine.
Diamètre des cylindres { petit D_1	0,965	0,650
grand D_2	1,727	1,727
Rapport des sections $\frac{D_2^2}{D_1^2}$	3,20	7,06
Course des pistons.....	1,143	1,143

Le tiroir cylindrique du nouveau petit cylindre est actionné par la même coulisse qu'anciennement; il n'y a pas d'organe spécial de détente, et l'introduction est modifiée aux deux cylindres en changeant le point de suspension des coulisses; toutefois, l'introduction au grand cylindre peut encore être modifiée par un dispositif permettant de faire varier le point d'attache des barres de rappel de la coulisse.

Cette transformation a été accompagnée : du remplacement des pompes alimentaires par de nouvelles pompes appropriées à la pression de régime des chaudières, et simplement attelées, comme les anciennes, sur le mouvement des pompes à air et de circulation; de l'addition d'un filtre à éponges pour le dégraissage de l'eau d'alimentation et, enfin, de l'installation d'un bouilleur Weir pour la production de l'eau douce nécessaire à la réparation des pertes de la machine.

Les anciennes chaudières cylindriques et à 5^{ks} ont été remplacées par des chaudières aquatubulaires, du système Lagrafel et d'Allest, timbrées à 15^{ks}, mais ne fonctionnant habituellement qu'à 12^{ks} ou 13^{ks}.

Le Tableau suivant permet de comparer les modifications survenues aux données principales de l'appareil évaporatoire du fait du changement des chaudières.

	Ancien appareil.	Nouvel appareil.
Type.....	Cylindrique	Lagrafel et d'Allest
Timbre.....	5 ^{ks}	15 ^{ks}
Surface de grilles.....	15 ^{m²} ,02	14 ^{m²} ,40
Surface de chauffe.....	390 ^{m²} ,00	439 ^{m²} ,60
Volume d'eau.....	52 ^{mc} ,130	14 ^{mc} ,880
Volume de vapeur.....	48 ^{mc} ,400	14 ^{mc} ,800
Poids de l'appareil évaporatoire sans eau....	79440 ^{ks}	65970 ^{ks}

Le *Stamboul*, étant affecté depuis plusieurs années au Service postal de la côte occidentale d'Afrique, avait eu à subir, lors de sa mise en service, des essais de vitesse et de fonctionnement en présence de la Commission spéciale chargée de prononcer la recette des navires postaux; ces essais, aux termes du cahier des charges, ont été renouvelés après le changement des chaudières; la comparaison entre ces deux séries d'essais, ayant une consécration officielle, est intéressante; elle est la suivante :

	Avant trans- formation.	Après trans- formation.
Date des essais.....	3 octobre 1890	15 mai 1896
Surface immergée du M. C.....	47 ^{m²} ,90	48 ^{m²} ,80
Vitesse moyenne sur les bases des îles d'Hyères.....	12 ^{nds} ,006	12 ^{nds} ,603
Nombre de tours moyen de la machine.....	65 ^t ,38	71 ^t ,12
Pression moyenne aux chaudières.....	4 ^{kg} ,89	12 ^{kg} ,75
Vide au condenseur.....	64 ^{cm}	65 ^{cm} ,3
Puissance moyenne sur les pistons en chevaux de 75 ^{kgm} ..	1395 ^{chx}	1704 ^{chx}
Nombre de chevaux développés par mètre carré de sur- face de grille.....	98 ^{chx} ,2	118 ^{chx} ,3
Valeur de m dans la formule $V = m \sqrt{\frac{F}{MC}}$	3,90	3,85

Dans chacun de ces essais, d'une durée moyenne de 3 heures, la machine et les chaudières ont été poussées à leur plus grande allure, sans toutefois recourir à l'emploi d'un procédé de tirage artificiel.

Le cahier des charges n'imposant pas d'essai de consommation, il n'en a pas été effectué en 1890; mais, en 1896, la Commission estimant que la nouvelle transformation était intéressante au point de vue technique, et qu'il y avait intérêt à connaître son influence sur le rayon d'action du navire, décida de faire un essai de consommation en route libre; le navire faisant route des îles d'Hyères sur le cap Corse, et l'allure de route étant bien établie, la dépense de charbon fut mesurée pendant 6 heures consécutives prises à moitié route environ.

Cet essai, fait dans la soirée du 15 mai, a donné les résultats suivants :

Pressions {	aux chaudières.....	12 ^{kg}
	au petit cylindre... ..	11 ^{kg} ,02
	au grand cylindre.....	1 ^{kg} ,23
Introduction dans le petit cylindre.....		0,51
Vide au condenseur.....		66 ^{cm}
Nombre de tours moyen pendant l'essai.....		63 ^t ,08
Puissance moyenne de la machine déterminée par des diagrammes relevés toutes les vingt minutes.....		1150 ^{chx}
Consommation de charbon par cheval-heure.....		0 ^{kg} ,782
» par mètre carré de grille-heure.....		62 ^{kg} ,50
Nature du charbon.....		Cardiff

Il est regrettable qu'on ne puisse pas, pour les raisons données plus haut, comparer à ces résultats des données relevées officiellement, et par la même Commission, avant la transformation; mais on peut cependant se rendre compte de la valeur de celle-ci, en sachant que la dépense de charbon par cheval, déterminée à plusieurs reprises, variait anciennement entre 0^{kg},900 et 0^{kg},950.

Il est intéressant maintenant de comparer ces résultats à ceux obtenus sur un autre navire de la Compagnie Fraissinet, le *Liban*, de dimensions voisines de celles du *Stamboul*, dont la machine a été transformée, en 1890, en machine à triple expansion à trois manivelles, et qui a reçu également des chaudières du système Lagrafel et d'Allest; un essai officiel de consommation, d'une durée de 24 heures, effectué par des Ingénieurs de la Marine chargés d'étudier le fonctionnement de ce paquebot, avait donné les résultats suivants :

Pressions	aux chaudières.....	11 ^{kg}
	au petit cylindre.....	10 ^{kg} ,28
	au moyen cylindre.....	2 ^{kg} ,92
	au grand cylindre.....	0 ^{kg} ,013
Introduction dans le petit cylindre.....		0,51
Vide au condenseur.....		65 ^{cm}
Nombre de tours moyen pendant l'essai.....		62 ^t ,05
Puissance moyenne de la machine.....		116 ⁴ _{chx}
Consommation de charbon par cheval-heure.....		0 ^{kg} ,667
» par mètre carré de grille-heure.....		57 ^{kg} ,50
Nature du charbon.....		Cardiff

Il résulte des Tableaux qui précèdent que la machine compound à haute pression ne saurait atteindre le rendement de la machine à triple expansion à trois cylindres juxtaposés; elle ne s'en éloigne pas cependant énormément, et la transformation d'une machine existante, effectuée dans ce sens, est tellement plus économique que la transformation en triple expansion, que cette solution devra souvent être préférée.

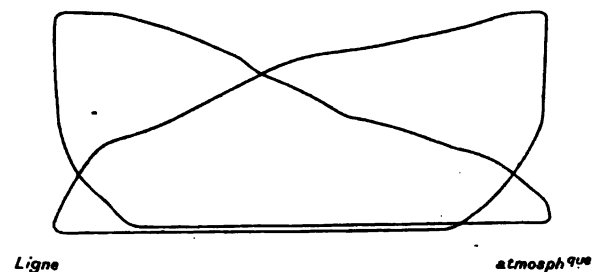
(Voir pages suivantes les diagrammes relevés à l'indicateur sur le *Stamboul* et le *Liban*.)

Stamboul. — Essai de consommation.

Diagrammes se rapprochant le plus de la moyenne générale.

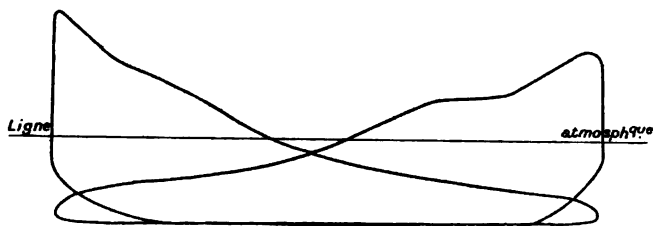
Petit cylindre.

Échelle 2^{mm},32 par kilogramme.



Grand cylindre.

Échelle 14^{mm},66 par kilogramme.



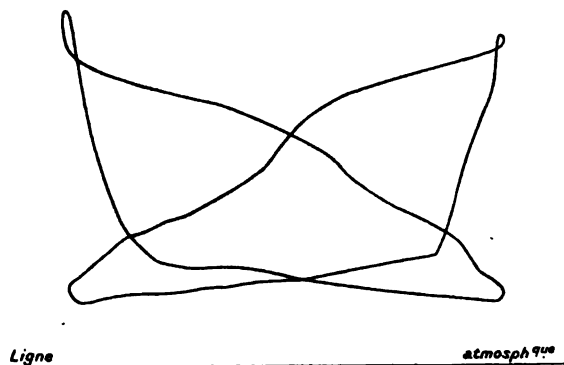
Pression aux chaudières.....	12 ^{kg}
Pression au petit cylindre.....	11 ^{kg} ,02
Nombre de tours par minute.....	63
Vide au condenseur en centimètres de mercure.....	67,5
Introduction au petit cylindre.....	0,516
Puissance en chevaux de 75 ^{kgm}	
} Petit cylindre.....	586
} Grand cylindre.....	565
Total en chevaux.....	1151

Liban. — Essai de consommation.

Diagrammes se rapprochant le plus de la moyenne générale.

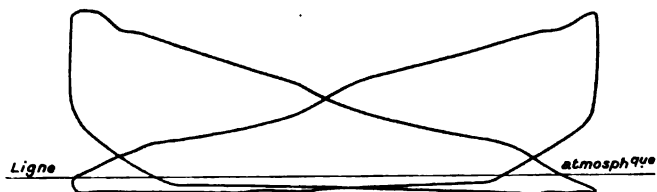
Petit cylindre.

Échelle 4^{mm} par kilogramme.



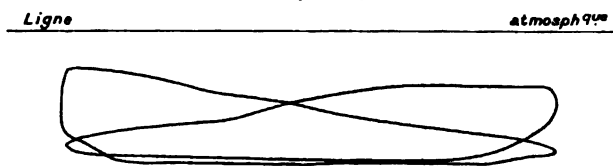
Moyen cylindre.

Échelle 7^{mm},33 par kilogramme.



Grand cylindre.

Échelle 20^{mm} par kilogramme.



Pression aux chaudières	11 ^{kg}
Pression au petit cylindre.....	10 ^{kg} ,2
Nombre de tours par minute	61,9
Vide au condenseur en centimètres de mercure.....	65,3
Introduction au petit cylindre.....	0,510
Puissance en chevaux de 75 ^{kgm}	Petit cylindre..... 365,1
	Moyen cylindre..... 436,5
	Grand cylindre..... 321,4
Total en chevaux.....	1123,3

Discussion du Mémoire de M. d'Allest.

M. MULLER fait observer que le *Languedoc*, de la Compagnie des Transports maritimes, a subi la même transformation que le *Stamboul* à la même époque. Il serait intéressant d'en connaître les résultats.

M. HAUSER trouve que le gain en poids est faible, et constitué surtout par la quantité d'eau économisée; il estime que la transformation est peu avantageuse.

SUR

LA GUERRE MARITIME,

PAR M. J.-A. NORMAND.

Je me propose, malgré mon incompetence dans les questions purement militaires, d'examiner quelques-uns des problèmes de la guerre maritime. Je considérerai d'abord le nouveau bâtiment de combat : le destroyer.

L'énorme développement donné par l'Angleterre à sa flotte de destroyers extra-rapides est un fait d'une gravité exceptionnelle. Il convient d'examiner, d'une part, quelles modifications doivent en résulter dans la tactique des torpilleurs et dans leur armement et, d'autre part, quel programme doit être adopté pour la construction de nos propres contre-torpilleurs et à quels services ils doivent être affectés.

Les résultats auxquels on est conduit sont différents suivant que l'adversaire a une puissance navale très supérieure ou simplement équivalente. Dans l'incertitude, il faut adopter une solution convenant aux deux hypothèses.

D'abord, quel est le but des destroyers ? Il paraît être, et leur nom l'indique, beaucoup moins de servir de torpilleurs et, dans une certaine mesure, d'éclaireurs d'escadre que de réduire à l'impuissance les torpilleurs ennemis. L'Angleterre a un nombre restreint de ces petits bâtiments ; mais elle ne veut pas que l'ennemi se serve de ceux qu'il possède, et elle tient à décharger sa flotte principale du soin de les détruire. Le but essentiel du destroyer est évidemment de couvrir la mer d'une artillerie à tir rapide tellement mobile et écrasante que le rôle du torpilleur soit réduit à la défense des ports où il serait en fait immobilisé.

La marine anglaise est la seule que l'importance de son budget mette à même de comprendre ainsi le rôle du contre-torpilleur. Avant un an ou deux, elle aura dépensé une somme très supérieure à cent millions en vue de la destruction d'un instrument de combat qu'elle affectait de mépriser.

Si le but principal des destroyers était atteint, la valeur du torpilleur autre que celui d'escadre diminuerait énormément dans une guerre avec l'Angle-

terre. A peine pourrait-il être employé pour empêcher, avec l'appui des garde-côtes cuirassés, le blocus étroit et permanent des ports militaires et de commerce, car la destruction de plusieurs de ces ports s'effectuerait en plein jour, l'emploi de la poudre sans fumée ne fournissant pas un voile suffisant pour permettre aux torpilleurs de sortir.

Tout ce qui peut contribuer à prévenir un blocus permanent de nos ports militaires présente, sans doute, une importance capitale. Cela est vrai surtout dans la Méditerranée où nous n'en possédons qu'un seul, bien que cette mer doive, selon toutes les probabilités, être le principal théâtre de la prochaine guerre maritime. Cependant, le nombre de nos torpilleurs serait probablement trop grand, et il ne faudrait pas songer à le maintenir ou à l'accroître, si l'on ne parvenait à leur fournir une base d'opérations mobile permettant de les employer au large.

Vis-à-vis de l'Angleterre, cette base ne peut pas être fournie par un destroyer : il serait écrasé sous le nombre de bâtiments similaires et ne saurait utiliser sa vitesse excessive sans découvrir la division qu'il doit protéger. La base ne peut être donnée que par des bâtiments d'une puissance militaire supérieure à celle du destroyer. Ce serait, d'une part, le croiseur; de l'autre, l'escadre cuirassée.

Le croiseur aurait pour fonction la protection de la division de torpilleurs, et celle-ci principalement l'attaque de nuit des escadres. Malgré l'immense développement de l'artillerie rapide et des feux électriques et malgré l'emploi de la poudre sans fumée, les chances de succès de ces attaques paraissent encore très grandes, bien que, dans toutes les expériences de ce genre, il y ait disproportion absolue entre le nombre d'hommes et la valeur en argent exposés de part et d'autre. La vitesse commune du croiseur et des torpilleurs doit donc être supérieure à celle des escadres, toute rencontre de jour, sauf en cas de brume, devant être évitée. Le torpilleur divisionnaire et le garde-côtes cuirassé sont également impuissants à suppléer ici le croiseur : le premier, par insuffisance de protection et d'artillerie; le second, par insuffisance de vitesse. Le croiseur, convenablement protégé contre les pièces les plus puissantes du destroyer, ayant par conséquent ses cofferdams garnis pour éviter l'irruption de l'eau sur le pont cuirassé et la perte de sa stabilité (cette condition s'impose immédiatement à tous les navires dont les cofferdams forment partie intégrante) et armé d'une très nombreuse artillerie légère, protégerait efficacement l'escadrille contre les destroyers. Ceux-ci perdraient ainsi la majeure partie de leur valeur militaire, et le but principal pour lequel ils ont été construits ne pourrait plus être rempli que par les croiseurs.

Il le serait certainement et la puissance prépondérante ne manquerait pas de profiter de sa supériorité numérique. Dans ce cas, ce n'est pas un croiseur, mais plusieurs qui seraient nécessaires.

On peut même prévoir, pour les guerres prochaines, la formation d'escadres de croiseurs d'une vitesse supérieure à celle des escadres de cuirassés pro-

prement dits et susceptibles de s'attaquer de nuit, à ces dernières, grâce à la nombreuse division de torpilleurs qu'elles renfermeraient.

Vis-à-vis d'une puissance ne possédant qu'un nombre restreint de destroyers, l'escorte donnée à la division de torpilleurs ne serait pas nécessairement un croiseur; elle pourrait consister en un ou plusieurs contre-torpilleurs. Pourvu que sa puissance en artillerie jointe à celle des torpilleurs eux-mêmes fût équivalente à celle des destroyers ennemis dont l'attaque serait à craindre, la supériorité de vitesse de ces derniers importerait peu.

Mais, vis-à-vis de l'Angleterre, les destroyers ne peuvent être réduits à l'impuissance d'atteindre le but principal pour lequel ils sont construits que par une réduction de notre force navale en croiseurs. Cette réduction n'a peut-être pas une importance aussi grande qu'on pourrait le croire. Il est probable, en effet, que la plupart des bâtiments de commerce dont la capture ou la destruction serait utile, navigueraient alors sous pavillon neutre. Plusieurs puissances maritimes, et l'Angleterre est du nombre, se réservent le droit de vendre leurs navires de commerce après l'ouverture des hostilités, et l'on sait que, lors des difficultés qui se sont élevées entre la Russie et l'Angleterre, il y a quelques années, la plupart des grandes compagnies anglaises avaient traité éventuellement pour faire naviguer ainsi leurs bâtiments. Dans des circonstances analogues, l'Angleterre agirait sans doute de même, d'autant plus que le personnel de sa marine commerciale lui serait indispensable à cause de l'immense développement qu'elle a donné à sa flotte.

Du reste, en admettant que nos croiseurs pussent causer des pertes au commerce anglais, ils seraient, quel qu'en fût le nombre, impuissants à protéger le nôtre. La plupart de nos paquebots seraient donc immobilisés, à moins de naviguer, eux aussi, sous pavillon neutre. Plusieurs sont déjà désignés pour agir comme croiseurs; mais aucune protection n'a été prévue; aussi l'importance des risques, en hommes et en argent, qu'entraînerait l'emploi de ces navires, en présence du développement de l'artillerie rapide, est-elle hors de proportion avec les services qu'ils rendraient. Il n'en serait pas de même si des blindages de 12^{cm} à 15^{cm}, par exemple, étaient disposés par avance, prêts à être appliqués rapidement à l'extérieur de la coque, par le travers des machines, d'une part; et, d'autre part, à la hauteur de la flottaison pour protéger la partie supérieure des chaudières. Une protection en charbon suffirait peut-être aux extrémités des machines et au-dessus des chaudières. L'épaisseur du matelas de la cuirasse serait calculée de telle sorte que la stabilité généralement faible restât la même puisque le centre des poids ajoutés, blindage et artillerie, est plus élevé que le centre de gravité générale. Ce résultat ne pourrait pas être obtenu avec le système en retrait préconisé par un éminent ingénieur anglais, M. Biles, qui a, le premier, étudié la possibilité de cuirasser les paquebots de commerce en cas d'affectation à la course. La réduction de vitesse serait peu importante.

Notre Marine trouverait ainsi, dans les flottes des compagnies subven-

tionnées, un supplément efficace de croiseurs d'autant plus précieux qu'il coûte peu en temps de paix (bien qu'ils ne pussent guère être affectés qu'à la poursuite des navires de commerce); mais, il faut le répéter, ce supplément de force navale est non pas insuffisant, mais absolument nul, sans protection contre l'artillerie rapide. Faute de cette protection, les paquebots peuvent être utilisés comme transports, non comme croiseurs.

La seconde base d'opérations mobile pour les torpilleurs ne peut être que l'escadre cuirassée.

Les torpilleurs annexés se composeraient de bâtiments d'un déplacement assez élevé, mais strictement suffisant, afin d'en porter le nombre au maximum et, s'il est possible, des torpilleurs existants convenablement modifiés. Ils auraient le double but de protéger l'escadre contre l'attaque des torpilleurs et de prendre part aux batailles navales à la faveur de la protection que leur fourniraient les cuirassés.

En raison des progrès considérables de l'artillerie, de l'emploi de la poudre sans fumée, et de ce fait qu'un grand nombre des cuirassés actuels sont mal défendus contre les projectiles à mélinite ou autres explosifs similaires, il se peut que les combats navals doivent se réduire parfois à une lutte d'artillerie et qu'un des adversaires soit vaincu à une distance telle que ni la torpille, ni l'éperon ait eu à intervenir. Il ne faudrait pas en conclure à l'inutilité du torpilleur dans les combats d'escadre, mais plutôt à la nécessité d'une tactique spéciale pour l'escadre qui en serait plus abondamment pourvue. Cette escadre doit chercher à se rapprocher rapidement de l'ennemi. Un temps brumeux, une demi-obscurité et j'ajouterai, au risque de provoquer quelques sourires, la production artificielle de la fumée que la poudre actuelle ne donne plus, peuvent présenter alors une importance majeure.

Le rôle du torpilleur est évidemment nul au début de l'action. La tactique de l'escadre qui en possède le plus grand nombre doit être de les mettre en mesure d'agir le plus tôt possible, mais alors même qu'elle n'y réussirait pas, le torpilleur qui, jusque-là, s'est tenu à l'abri des cuirassés, doit, à la fin du combat, soit s'attaquer aux navires avariés de l'ennemi en cas de succès, soit en cas de défaite, empêcher la destruction complète de l'escadre dont il fait partie.

Vis-à-vis des puissances secondaires, mal pourvues de destroyers, mais généralement plus riches que l'Angleterre en torpilleurs, le grand torpilleur doit pouvoir, en outre du service d'escadre, faire celui du destroyer autonome. Il importerait peu que sa vitesse fût moindre que celle des rares bâtiments ennemis du type, pourvu que son artillerie fût équivalente; il n'aurait pas à craindre, en effet, la supériorité du nombre.

L'unification des types présente de tels avantages qu'il serait bon que le même bâtiment pût remplir le rôle de contre-torpilleur d'escadre et autonome. Examinons quelles doivent être les caractéristiques du type : vitesse, rayon d'action, conditions d'habitabilité, artillerie, armement en torpilles.

VITESSE. — La règle fondamentale que je propose et qui convient à tous les navires de combat trouve ici son application : *La vitesse doit être supérieure à celle des bâtiments plus faibles qui doivent être détruits et à celle des bâtiments plus forts qui doivent être évités. Peu importe généralement qu'elle soit inférieure à celle des bâtiments de même puissance qui ne doivent pas être évités.*

On comprend que la dernière partie de cette règle soit modifiée par une puissance maritime prépondérante, telle que l'Angleterre aujourd'hui. Possédant la faculté de s'assurer l'avantage du nombre, elle doit imposer le combat à l'adversaire par la supériorité de sa vitesse. Elle le doit même à forces égales, parce que la perte des unités présente pour elle une moindre importance relative. Telle est probablement la raison de la vitesse de plus en plus grande que l'Angleterre exige de ses contre-torpilleurs : elle demande aujourd'hui de 32 à 33 nœuds qui ne pourront être obtenus que par une puissance de 8000 chevaux au moins.

Sans doute, il serait utile d'éviter le combat en cas d'infériorité numérique trop évidente; mais, étant donné le coût énorme de la vitesse, ce résultat ne serait atteint que par une diminution du nombre d'unités. La question se réduit toujours, en effet, à choisir entre un petit nombre d'unités très coûteuses et un plus grand nombre d'un prix moindre, la dépense totale restant la même dans les deux cas. Du reste, en cas de guerre avec l'Angleterre qui possède peu de torpilleurs, le contre-torpilleur autonome n'a pas plus de raison d'être que le torpilleur divisionnaire, et la possession de quelques destroyers très rapides et très coûteux n'apporterait aucune modification à la tactique; vis-à-vis d'une puissance secondaire, au contraire, on n'a généralement pas à craindre de se trouver inférieur en nombre, seul cas où le combat doive peut-être être évité avec des bâtiments de même puissance.

La vitesse de 25 nœuds en charge est le maximum qu'on puisse atteindre avec un rayon d'action et un armement suffisants. Elle est assez élevée pour permettre d'atteindre les torpilleurs ordinaires et d'éviter les croiseurs; elle paraît donc convenable à la condition que le bâtiment soit disposé de telle sorte que la réduction de vitesse, en cas de mauvais temps, ne soit pas supérieure à celle que subiraient des bâtiments beaucoup plus grands.

RAYON D'ACTION. — Le rayon d'action doit se rapprocher autant que possible de celui de la plupart des cuirassés afin d'éviter les difficultés du ravitaillement en pleine mer.

CONDITIONS D'HABITABILITÉ. — Les conditions d'habitabilité doivent être telles que l'équipage supporte, sans fatigue excessive, une navigation d'une durée correspondant au rayon d'action. Des quilles, centrales ou latérales, sont indispensables et des dispositions s'imposent pour réduire au minimum les vibrations.

ARTILLERIE. — L'artillerie doit être d'une puissance suffisante pour atteindre les machines et les chaudières non seulement des torpilleurs mais encore des destroyers. Les machines de ces deux types n'ont aucune protection, et à pleine charge les chaudières sont garanties par une épaisseur d'environ 1^m,40 dans le second, et de 0^m,80 dans le premier.

On doit rechercher avant tout, comme pour les armes portatives, la puissance de pénétration, la rapidité de tir et la légèreté maxima, avec l'encombrement et les efforts du recul minima. Peu importe que le projectile qui atteindra les chaudières ou les machines ait 25^{mm} ou 65^{mm}; s'il perce l'organe essentiel, l'effet immédiat est le même. Un faible calibre, joint à une longueur de projectile, et une vitesse initiale très élevée, seraient donc nécessaires; mais ce résultat ne peut être obtenu sans une grande longueur de l'arme en calibres (1).

Le mode de construction et le métal trempé de l'artillerie à T. R. actuelle se prêtent mal aux allongements excessifs; la courbure permanente de l'arme serait probable. Un acier très résistant, indifférent à la trempe (il en existe aujourd'hui) conviendrait mieux; l'arme serait construite sans assemblage et le freinage serait remplacé, suivant l'ancienne méthode américaine de Rodman, reprise récemment par Maxim, par un refroidissement énergique de l'âme, la pièce étant chauffée au rouge et bien garantie contre le refroidissement extérieur. L'allongement n'augmenterait pas l'encombrement, à la condition de ne pas accroître le rayon de la circonférence décrite par la crosse, l'arme étant convenablement équilibrée: la longueur de la volée est, en effet, rarement gênante.

En dehors de l'artillerie principale, une ou deux pièces à répétition de petit calibre, mais à grande vitesse de projectile initiale, seraient utiles pour désarmer les machines à faible distance.

Mais l'artillerie à T. R. n'est pas à faire; elle existe; il faut donc rechercher dans les types actuels ceux qui paraissent le plus convenables.

Notre canon de 65, inférieur d'environ 15 pour 100, comme pénétration à 1000^m, au 76^{mm}, la pièce principale des destroyers, est-il suffisant pour percer, à cette distance, les chaudières des destroyers, les soutes étant remplies? (2) Il serait très important qu'il en fût ainsi et très utile de le vérifier. Suivant que la pièce principale du contre-torpilleur pourra atteindre les chaudières à pleine charge ou qu'elle sera impuissante à le faire, la longueur de la cible qui lui sera offerte alors sera dans le rapport de 3 à 1.

(1) Cette condition s'impose également pour les gros calibres, quoi qu'en pense M. Longridge dont les idées semblent prévaloir aujourd'hui en Angleterre. Elle est indispensable, en effet, aux projectiles à explosifs puissants. Ces explosifs, malgré leur stabilité relative, ne supportent pas une accélération aussi grande que la poudre.

(2) Il paraît que la pièce de 76 a été récemment remplacée par un 55 dans la plupart des destroyers, les efforts dus au recul étant supérieurs à la solidité du blockhaus sur lequel elle était fixée.

Notre 47 est inférieur aussi au 57^{mm} anglais, mais il produirait probablement des effets équivalents : atteindre les machines non protégées et les chaudières après épuisement de charbon.

Quelle que soit la composition de l'artillerie, son efficacité sera d'autant plus grande que son commandement sera plus élevé, que la stabilité de plate-forme sera meilleure et que les vibrations seront moindres. Ces dernières conditions sont déjà exigées pour l'habitabilité.

ARMEMENT EN TORPILLES. — L'armement en torpilles présente une importance bien inférieure à celle de l'artillerie, mais il est indispensable. On pourrait se contenter de deux tubes et quatre torpilles.

Tel est le programme auquel semble devoir satisfaire le grand torpilleur d'escadre et pour lequel un déplacement en charge de 300 tonnes paraît convenir.

Mais il n'existe pas encore et n'existera probablement jamais en nombre suffisant, tandis que nous possédons de nombreux torpilleurs de haute mer et de première classe dont quelques-uns ont des qualités nautiques satisfaisantes et seraient peut-être susceptibles d'être annexés aux escadres, provisoirement du moins. La question est urgente; une escadre sans grand'-gardes n'est pas en sûreté, de nuit, si elle n'a ses filets déployés.

On prétend, il est vrai, que ces filets sont facilement coupés par la torpille au moyen de dispositifs spéciaux. Beaucoup d'officiers les considèrent même comme dangereux à cause de l'immobilisation momentanée qu'entraîne leur manœuvre.

Les torpilleurs en question conviennent mal dans leur état actuel. Leurs mouvements sont si vifs qu'une navigation de quarante-huit heures par gros temps est, dit-on, le maximum qui puisse être imposé à leurs équipages. Peut-être y a-t-il là quelque exagération, des torpilleurs de mêmes dimensions et des types les plus divers ayant effectué sans encombre les navigations les plus longues. Ainsi deux Schichau sont arrivés récemment en Chine, et l'année dernière, deux anciens Normand, partis de Cronstadt, ont atteint Vladivostock. Précédemment, des Yarrow et Thornycroft avaient été envoyés avec succès dans l'Amérique du Sud.

Une relève convenablement organisée et jamais intégrale à la fois de l'équipage améliorerait sans doute la situation; mais ce moyen ne doit être employé qu'avec une extrême réserve, la majeure partie des avaries pouvant être attribuée au roulement trop fréquent du personnel, surtout de celui de la machine. L'uniformité des types d'appareils moteurs atténue beaucoup ces inconvénients.

Quoi qu'il en soit, des quilles latérales amélioreraient beaucoup l'habitabi-

lité, la sécurité contre des roulis excessifs et dangereux ⁽¹⁾, et la stabilité de plate-forme nécessaire au service de l'artillerie. Une légère réduction de vitesse serait inévitable, mais plusieurs la supporteraient sans inconvénient grave. En effet, le torpilleur d'escadre n'a que faire d'une vitesse excessive; il suffit qu'il puisse suivre l'escadre par tous les temps. Les qualités de navigabilité, d'habitabilité, de rayon d'action offrent une importance bien plus considérable. Si le contre-torpilleur étudié plus haut devait uniquement accompagner les escadres, la vitesse de 25 nœuds en charge serait certainement exagérée. Une réduction à 20 nœuds permettrait de porter le rayon d'action du bâtiment au même chiffre que celui des cuirassés, tout en lui donnant une certaine protection. A ce point de vue, malgré les inconvénients que présente la multiplicité des types, peut-être y aurait-il économie réelle à créer un torpilleur d'escadre spécial.

Pour éviter qu'ils ne devinssent une gêne pour l'escadre, un bâtiment convoyeur spécial leur serait affecté. Ce système serait probablement plus pratique que celui du porte-torpilleurs, car on éviterait ainsi les opérations si difficiles de la mise à l'eau et surtout de l'embarquement de coques très fragiles et incapables de naviguer dans des conditions de mer qui ne seraient pas trop dures pour empêcher les combats d'escadres ⁽²⁾.

Toutefois, l'adoption de ce système est subordonnée à la solution du problème du remorquage et du ravitaillement, qui en est la conséquence. Il résulte d'expériences antérieures que le remorquage des torpilleurs est beaucoup plus difficile que celui de bâtiments lourds et résistants. Il paraît donc extrêmement probable que les difficultés éprouvées proviennent de la faible résistance du torpilleur, d'où résulte pour la remorque une tension très variable et des à-coups dangereux. S'il en est ainsi, l'addition d'une résistance supplémentaire sans inertie, telle que celle d'une ancre flottante, devrait suffire à maintenir la tension de la remorque. Cette résistance, qui peut encore être obtenue par une marche en arrière à très faible puissance du bâtiment remorqué, doit, dans tous les cas, s'exercer à l'extrémité arrière afin d'assurer la stabilité de route et d'éviter les embardées toujours très dangereuses. Des expériences sérieuses de remorquage et de ravitaillement présenteraient une importance capitale et alors même qu'elles conduiraient à cette constatation que l'opération ne peut s'effectuer que dans des conditions de mer

(1) La stabilité initiale et l'angle d'évanouissement de stabilité restant les mêmes, les chances de chavirement sont considérablement diminuées, si l'on augmente la valeur du coefficient d'extinction de roulis. Les quilles constituent le moyen le plus efficace d'obtenir ce résultat.

(2) Les torpilleurs en porte-manteaux n'auraient de valeur réelle qu'à la condition de sacrifier, dans une très grande mesure, la vitesse à la navigabilité et à la solidité : des vedettes de 10 à 12 nœuds pourraient rendre des services réels. Ils seraient munis de moteurs très simples susceptibles d'être conduits par de simples chauffeurs.

moyennes, elles fourniraient la faculté d'augmenter dans une très grande mesure la durée de navigation des torpilleurs.

L'affectation du torpilleur de première classe entraînerait le remplacement des canons de 37 actuels, arme absolument sans valeur. Il serait bon de ne pas augmenter le calibre, mais seulement la longueur et la vitesse initiale, afin de ne pas modifier trop profondément les conditions de la stabilité et les efforts sur la coque très légère. Actuellement, tous les torpilleurs pourvus du 37^{mm} réglementaire sont désarmés, vis-à-vis des destroyers.

Si la stabilité de quelques torpilleurs l'exigeait, un tube de lancement pourrait être débarqué; mais, dans tous les cas, le tube d'étrave serait conservé, car c'est le seul dont l'emploi réduise à une proportion acceptable le nombre des ratés, tandis qu'avec les tubes latéraux, cette proportion est peut-être supérieure à celle qui résulte de l'emploi de toute autre arme. La nécessité de réduire la vitesse au moment du lancement n'est pas un inconvénient sérieux, puisque la marche en arrière à toute vitesse doit suivre immédiatement l'opération. Le lancement des torpilles dans l'axe présente, en outre, le triple avantage de réduire au minimum la surface de la cible offerte aux projectiles ennemis; de donner la possibilité de protéger, contre le tir des pièces de faible calibre, l'appareil moteur par du charbon en sacs, soit sur le pont, soit contre la cloison avant de la chaudière, et, enfin, de permettre d'accroître la stabilité de route, actuellement insuffisante, des torpilles par l'addition d'un plan vertical arrière (1).

L'installation d'une roue à gouverner, de combat, sur la plate-forme du poste présenterait de grands avantages.

Il serait insensé de prétendre que l'emploi du torpilleur, si amélioré qu'on le suppose, ne fût extrêmement dangereux; mais, dans les conditions atroces des prochaines guerres maritimes, qui pourrait dire où se trouvera le danger maximum?

Qu'on me permette, en terminant cette étude, d'examiner l'éventualité la plus grave de la guerre maritime.

Quelles que soient nos sympathies individuelles, et, nulle part, elles ne sont plus nombreuses et plus sincères que dans notre Association, nous pouvons considérer à part le cas d'une guerre avec l'Angleterre. Nous sommes autorisés à le faire par l'exemple de nos voisins. Chaque année, de l'autre côté de la Manche, en outre des études techniques, des romans se publient, qui, tous, ont pour objet cette formidable hypothèse. Sans attacher à ce genre de littérature une trop grande importance, il ne faut pas la négliger absolu-

(1) Les bons résultats fournis par l'appareil directeur Obry pourraient, s'ils sont confirmés, modifier ce qui précède en même temps qu'ils augmenteraient singulièrement la valeur militaire de la torpille et du torpilleur.

ment. Elle semble indiquer, en général, un état d'âme singulier et un respect plus que médiocre pour les traités et le droit des gens : les deux exemples suivants suffisent à le prouver.

Dans *The Great War of 189.*, publiée récemment, les auteurs, dont l'un n'est autre que le vice-amiral Colomb, supposent que la flotte anglaise vient, *sans déclaration de guerre préalable*, appuyer l'escadre allemande contre l'escadre franco-russe. En face d'une supériorité numérique écrasante, les alliés se séparent pour rentrer dans leurs ports respectifs, tandis que l'amiral et ses officiers dissimulent à peine leurs regrets de ne pouvoir violer, d'une façon plus énergique, les lois internationales.

M. Laird Clowes, l'auteur du *Naval Pocket book*, raconte, dans *The captain of the Mary-Rose*, les exploits d'un corsaire cuirassé pourvu de lettres de marque. Il considère, sans doute, le traité de Paris comme une quantité négligeable.

Nous avons peine à comprendre, en France, qu'après avoir possédé, au ^{xvii}^e et au ^{xviii}^e siècles, une puissance maritime sensiblement équivalente à celle de l'Angleterre, nous soyons réduits aujourd'hui à une infériorité aussi manifeste. La raison en est simple. Autrefois, l'importance des possessions extra-territoriales des deux pays était peu différente. Tout autre est la situation actuelle.

A la tête d'un empire colonial sur lequel le soleil ne se couche pas, tandis que nos possessions nous ont successivement échappé, l'Angleterre a reconnu que le moyen le plus simple et le plus économique de le conserver était de se rendre maîtresse de la mer. Sauf dans l'Inde, où elle se trouve en contact presque immédiat avec la Russie, elle est ainsi à même de décharger ses colonies du soin de se défendre, assurée qu'elle est de pouvoir porter ses forces sur le point menacé. Elle le fera d'autant plus facilement que le canal de Suez est aujourd'hui dans ses mains.

Nos colonies, au contraire, devront se défendre elles-mêmes, et cette charge excessive paralysera toujours leur développement.

Cette politique de l'Angleterre, qui lui fournit encore le bénéfice des alliances et de la clientèle réservées au plus fort, est devenue pour elle un principe fondamental. Rien de ce que nous pourrions faire ne la modifiera. Un accroissement, si grand fût-il, de notre flotte, ne changerait pas les conditions de puissance relative; car il serait immédiatement suivi, ou plutôt précédé, d'un accroissement proportionnel de la flotte anglaise.

Sous quelle forme une lutte avec l'Angleterre présente-t-elle des chances de succès? Est-ce la guerre d'escadre de cuirassés dans leur composition actuelle, l'invasion, la guerre de croisière? Peut-on compter sur l'emploi du contre-torpilleur, du torpilleur ou du sous-marin?

Si l'on en juge par l'accueil fait aux rares opinions pessimistes qui se sont produites contre la guerre d'escadre ainsi définie, il y a lieu de croire que l'opinion publique y est favorable, et parmi les partisans mêmes de ces opi-

nions pessimistes, beaucoup pensent qu'il convient de ne rien dire qui puisse modifier le sentiment général.

Ils croient qu'en aucun cas on ne doit affaiblir le sentiment de la confiance dans le succès parmi ceux entre les mains desquels le pays peut d'un moment à l'autre placer ses destinées. Ces raisons, pour sérieuses qu'elles soient, sont insuffisantes. Elles ne sont pas nouvelles : elles ont déjà été invoquées à l'égard du baron Stoffel avant la guerre franco-allemande et avec le résultat que l'on sait. Un peuple intelligent doit savoir envisager le danger et se rendre compte des responsabilités qu'il lui est permis d'encourir.

On peut poser en principe qu'une lutte, sur mer aussi bien que sur terre, entre deux puissances très inégales, exige des tactiques différentes pour chacune d'elles.

Si elle a lieu au moyen d'unités identiques ne différant que par le nombre, les chances d'insuccès sont énormes pour la plus faible puissance. Or, on se tromperait étrangement si l'on supposait que l'Angleterre n'utilisera pas la supériorité du nombre dans le combat, mais qu'elle la réservera à réparer ses pertes et à prolonger la guerre. Ce que la Prusse a fait en 1870, engageant ses réserves dès le début de la campagne, elle le ferait. Même en la supposant isolée, ce qui est bien invraisemblable, et en tenant compte du concours de notre allié probable, le rapport maximum des grosses unités engagées de part et d'autre, dans un combat d'escadre, serait de deux à trois, ou plutôt d'un à deux, si l'on tient compte du partage du commandement. Pour supposer que le succès n'appartint pas aux gros bataillons, la composition étant identique de part et d'autre, il faudrait attribuer au très important facteur personnel une infériorité excessive, en ce qui touche l'Angleterre. L'histoire navale ne justifie pas cette hypothèse.

Certes, aucune loi n'a reçu de plus fréquents démentis que celle du nombre. L'histoire militaire est souvent la preuve de la supériorité de petites forces bien organisées sur des masses mal dirigées et peu solides; mais il est du devoir de ceux qui préparent la guerre de porter au maximum les chances favorables, en dehors de l'élément personnel.

La principale chance de succès réside donc dans l'adoption d'une stratégie, d'une tactique et d'armes plus ou moins différentes, et ce serait une erreur de copier la composition des escadres et le programme anglais en tout, sauf le nombre.

C'est ce que le Premier Consul avait compris : il avait renoncé à lancer sa flotte contre une flotte plus puissante. Il demandait la mer libre pendant un jour seulement. Possédant une armée de mer très inférieure et une armée de terre très supérieure, il sentait que le principal service que pût lui rendre la première consistait à le mettre à même d'employer la seconde. La crainte d'un débarquement n'a jamais cessé de hanter l'Angleterre. L'opposition intraitable de son gouvernement à la construction d'un tunnel international

le prouve, et il n'attache tant de prix à la neutralité de la Belgique qu'en raison de la proximité de ses côtes. L'audacieuse conception de Napoléon n'a rien perdu de sa valeur ; mais la base d'opérations manque absolument.

Nous ne possédons rien qui approche de cette merveilleuse combinaison d'un port militaire et d'un port de commerce tels que Portsmouth et Southampton (il en existe d'autres encore sur les côtes anglaises), le premier couvrant le second et le second fournissant la flotte nécessaire au transport de 100000 hommes pour une traversée de quelques heures.

Étant donnée une telle base, une nuit obscure, une journée très brumeuse et calme, par conséquent, pourraient suffire. Sans doute, la flotte cuirassée serait nécessaire, moins pour poursuivre une victoire problématique contre un ennemi très supérieur en nombre que pour l'immobiliser momentanément. Les torpilleurs, grâce aux circonstances atmosphériques nécessaires au succès de l'opération, fourniraient un concours exceptionnel.

La différence entre un combat d'escadre engagé de la sorte et celui qui résulterait des hasards d'une rencontre est radicale. Notre flotte pourrait choisir les circonstances de temps les plus favorables, étant donné sa supériorité en torpilleurs, et elle combattrait dans le voisinage d'une base solide.

Un matériel complémentaire spécial serait évidemment nécessaire.

Les risques d'une semblable entreprise, qui paraîtra à quelques-uns hautement fantaisiste, seraient certainement considérables, mais les chances de succès ne le seraient peut-être pas moins.

Il est vrai que cette opinion repose tout entière sur une hypothèse : la supériorité du torpilleur, en nombre suffisant, sur le cuirassé, par temps très brumeux. Je n'ignore pas que, si elle est affirmée par les uns, elle est non moins énergiquement niée par les autres.

A défaut d'autres ports, bien préférables à certains points de vue, Cherbourg est-il susceptible d'être protégé à une distance en mer suffisante pour donner une base d'opérations de quelque valeur ? Peut-être ; dans l'affirmative, la flotte de transport serait, en majeure partie, fournie par les bâtiments de guerre déclassés, et il faudrait se garder de les détruire inutilement.

Quant à la guerre de croisière, nous avons dit plus haut le moyen probable qu'emploiera l'Angleterre pour protéger sa flotte commerciale : le pavillon neutre. Alors même qu'elle ne l'emploierait pas, le traité de Paris nous a enlevé toute chance de donner à ce genre de guerre une importance en rapport avec celle du commerce maritime, et surtout avec celle de la flotte de croiseurs anglais. Cette flotte a reçu un développement hors de proportion avec celui du commerce maritime des autres puissances. Alors que celles-ci ont en vue la destruction du commerce ennemi, l'Angleterre semble avoir pour objet principal celle des croiseurs qui menaceraient le sien. Le croiseur employé à la destruction de la propriété privée est, du reste, une arme

dangereuse, difficilement comparable, quoi qu'on en dise, aux corps francs, organisés sur terre contre les troupes régulières. Au début d'une guerre, nul ne sait qui devra en payer les frais; il est donc de l'intérêt de tous de réduire ces frais au minimum.

On peut en dire autant de la destruction des villes et des ports de commerce, mais ici la question d'humanité est en jeu. La théorie qui veut que le but de la guerre soit de faire, par tous les moyens, quels qu'ils soient, le plus de mal possible à l'ennemi, est tout simplement abominable. Elle est aussi fausse au point de vue économique qu'au point de vue moral. Nos pères étaient plus civilisés que nous; ils cherchaient à proscrire les boulets ramés et les boulets rouges. Qu'auraient-ils dit de la torpille et de la mélinite? Réservons, du moins, ces armes atroces aux seuls belligérants.

Le contre-torpilleur, naviguant isolément ou par groupes, n'a pas de raison d'être, nous l'avons vu, vis-à-vis d'une puissance possédant une quantité considérable de bâtiments similaires. Il serait écrasé sous le nombre. Sa place est en escadre.

Le discrédit, probablement exagéré, dans lequel est tombé le torpilleur est le résultat naturel de l'importance plus exagérée encore qui lui a été précédemment attribuée et de l'autonomie qu'on a voulu lui donner, avec des dimensions infimes. Cette autonomie ne pourrait exister qu'avec des dimensions bien supérieures, et seulement vis-à-vis d'un adversaire possédant un nombre de bâtiments de ce type agrandi qui ne fût pas notablement plus élevé.

Si l'on conserve au torpilleur le rôle dépendant qui doit être le sien, si on le met dans les conditions nécessaires pour le remplir convenablement, si on limite son action aux seules circonstances favorables dans lesquelles elle peut s'exercer; si on l'emploie, enfin, en nombre tel qu'il ne soit pas hors de proportion avec l'importance des bâtiments qu'il doit attaquer, il est susceptible de constituer une arme redoutable. Telle est l'opinion de l'Angleterre, à en juger d'après les sacrifices qu'elle s'impose pour le détruire. C'est aujourd'hui l'arme des faibles.

Il ne le restera pas toujours. Il cèdera la place au sous-marin, l'engin inconnu, encore dans les limbes. Il n'est pas né, ou, du moins, s'il l'est, nous ne le savons pas; mais il sera, demain peut-être, et, certainement, dans un avenir plus ou moins éloigné. C'est l'arme que l'Angleterre redoute le plus, puisque c'est celle dont elle encourage le moins la réalisation. Cela seul suffirait à en démontrer l'importance.

Qu'on ne dise pas qu'une révolution assez radicale pour rendre presque inutile un matériel européen d'une valeur supérieure à 1 milliard est impossible. Le fait s'est déjà produit sur une plus petite échelle.

En 1860, grâce au génie d'un homme, Dupuy de Lôme, nous avons été les maîtres de la mer pendant quelques mois. Nous avons chèrement payé cette petite satisfaction. Comme il était facile de le prévoir, l'invention du navire

de guerre cuirassé a profité surtout à la nation qui, par l'importance de ses ressources métallurgiques, industrielles et financières, était à même de lui donner son développement maximum. Aussi jamais, à aucune époque, la supériorité maritime de cette nation n'a-t-elle été aussi grande qu'aujourd'hui.

Tout autre serait, pour nous et pour les puissances maritimes secondaires, le résultat de l'invention d'un sous-marin vraiment pratique, d'un rayon d'action suffisant, et susceptible de se diriger et de poser ou de lancer ses torpilles. Les croiseurs auraient sans doute peu à craindre de la nouvelle arme, mais il n'en serait pas de même des bâtiments de combat opérant dans le voisinage des ports ou des côtes. Le jour, peut-être très éloigné, où le problème sera résolu, le monstre cuirassé de 25 ou 30 millions aura vécu.

Mais ce sont là des rêves, et s'il est bon d'en hâter la réalisation, les recherches principales doivent porter sur les modes d'emploi des armes existantes les plus propres à assurer le succès.

En résumé, si, ce qu'à Dieu ne plaise, car une calamité plus redoutable peut difficilement être imaginée, la lutte devait s'engager entre l'Angleterre et la France, il faut nous disposer à la soutenir par des moyens tactiques et même stratégiques différents de ceux qu'emploiera probablement l'adversaire.

Discussion du Mémoire de M. Normand.

Sur une question de M. Maurice Loir, M. Normand explique le système de protection préconisé par M. Biles, qui consiste à ménager dans la muraille du navire, à la construction, une partie rentrante destinée à être remplie par un soufflage en bois en temps de paix, et par une cuirasse en temps de guerre. M. Normand estime qu'il vaudrait mieux conserver une muraille continue et placer la cuirasse en dehors, de manière à avoir un élargissement de la flottaison qui constituerait une petite compensation au double point de vue du déplacement et de la stabilité.

M. CALLOU fait observer qu'on n'a pas tenu compte du temps nécessaire pour mettre en place le cuirassement des croiseurs auxiliaires, et que ce temps doit être considérable, par exemple, pour un navire comme la *Touraine*.

M. NORMAND répond que, d'après M. Biles, il ne faudrait pas plus de huit jours : la cuirasse serait faite en panneaux verticaux, numérotés d'avance et mis en place au moyen de boulons conservés à bord.

M. DUMINY estime que ce serait beaucoup plus long, parce qu'il y aura eu des déformations de la coque ; les plaques ne s'appliqueront plus exactement, les trous ne se correspondront pas, il faudra les réaléses, etc.

M. NORMAND : C'est pourtant le seul moyen d'utiliser les paquebots en temps de guerre sans trop de risques.

M. LE COMMANDANT DEGUY fait remarquer qu'une question préjudicielle se pose : la guerre de croiseurs serait-elle efficace? Il est évident que si, comme on l'a dit, certaines nations doivent neutraliser leur flotte commerciale, la poursuite de leurs navires par les croiseurs auxiliaires ne serait plus possible. Elle n'en reste pas moins à envisager contre d'autres pays, et c'est une raison pour persister dans la construction des grands croiseurs rapides. L'orateur se félicite hautement d'avoir émis, à l'École de Guerre, la thèse développée par M. Normand, qu'il faut agir contre l'Angleterre avec des moyens différents de ceux qu'elle emploie; puis il répond à divers points de détail : il estime que le rôle des torpilleurs n'est pas *évidemment* nul au début de l'action; ne pourraient-ils agir comme l'avant-garde d'une armée, en forçant l'ennemi à se déployer ou à changer son ordre de combat? Comme convoyeur de torpilleurs, le type *Cassini* pourrait suffire. Le mot *rayon d'action* est un peu vague pour des torpilleurs servant d'estafettes : il vaudrait mieux compter le nombre de chasses d'une durée déterminée qu'ils peuvent effectuer.

M. NORMAND répond qu'en effet, pour les torpilleurs, il faudrait compter moitié de leur distance franchissable à la vitesse maxima, et moitié à 10 nœuds.

UN MEMBRE fait observer que, pour utiliser des croiseurs, il faut disposer de réserves de charbon en différents points du globe.

M. CALLOU dit que c'est comme relève et comme transporteurs de charbon pour les croiseurs que les paquebots serviraient le plus en temps de guerre.

M. DUMINY est d'avis que la conception du croiseur auxiliaire est une utopie qui résulte des conditions imposées pour obtenir la surprime de 25 pour 100 à la suite de la loi de 1893; il n'y a qu'un très petit nombre de navires répondant aux conditions de vitesse exigées, et leur utilisation serait très limitée.

M. E. DUBOC :

Empêché par un voyage d'assister à la lecture de l'intéressant Mémoire présenté par M. A. Normand sur la Guerre maritime, nous nous proposons de soumettre à l'Association les observations que sa lecture nous a suggérées.

L'auteur du Mémoire passe successivement en revue les destroyers anglais, le rôle réservé à nos torpilleurs en présence de cet accroissement de la flotte anglaise, la formation possible d'escadres de croiseurs, la guerre de course, l'étude d'un type français à la fois torpilleur et destroyer, enfin l'éventualité d'une guerre contre l'Angleterre et le rôle important dévolu aux sous-marins.

Une idée d'ensemble se dégage de cette étude, c'est que la composition des flottes ne saurait être semblable d'un pays à l'autre. Cette composition doit être fonction de la situation géographique et hydrographique, des unités de combat de l'ennemi éventuel, de leur force relative et de leur nombre. Elle doit dépendre encore de la politique générale et des objectifs que la diplomatie se propose d'atteindre. Il est donc de toute nécessité, avant tout, d'avoir une politique maritime, et de la suivre avec persistance en exécutant jusqu'au bout, et dans le plus court délai possible, les programmes qui en découlent.

Si, de ce point de vue théorique, nous passons à la pratique, nous constatons que,

jusqu'ici, nos efforts ont porté principalement sur la création d'une flotte cuirassée ayant pour objectif de faire face aux flottes combinées de la Triple Alliance. Comme, dans cette voie, on ne peut pas avoir la prétention de lutter contre l'Angleterre, on a constamment admis l'hypothèse que cette puissance devait être et serait notre amie à perpétuité. Certes, l'hypothèse est séduisante et désirable, mais est-il bien prudent de continuer à s'y tenir?

Tout ce que M. Normand a dit des cuirassés était bon à dire. Il s'élève avec raison contre ceux qui, craignant d'affaiblir le sentiment de la confiance dans le succès, parmi ceux entre les mains desquels le pays peut, d'un moment à l'autre, confier ses destinées; pensent qu'il convient de ne rien dire qui puisse modifier le sentiment général. Cette opinion a déjà été soutenue, dit M. Normand, à l'égard du baron Stoffel, avant la guerre franco-allemande et avec le résultat que l'on sait.

Mieux vaut le dire : nous avons fait fausse route en portant notre effort principal sur des unités coûteuses, dont la construction est peu en rapport avec la puissance destructive des armes modernes et en négligeant de construire des croiseurs. La lutte des cuirassés en bataille rangée, c'est la lutte des millions flottants. Sur ce terrain, nous risquons d'être inférieurs, non seulement à l'Angleterre, mais encore à la Triple Alliance. Continuer à suivre cette manière de faire, ce serait, à notre avis, s'exposer à un Sedan naval.

Oui, comme le dit M. Normand, « ce serait une erreur de copier la composition des escadres et le programme anglais en tout, sauf le nombre. C'est ce que nous avons fait, en exagérant la proportion des cuirassés par rapport aux croiseurs; c'est l'erreur que nous avons commise, ayons le courage de le dire, et aussi ayons le courage de changer l'orientation de notre politique navale.

Aux destroyers anglais destinés à détruire nos torpilleurs, nous n'avons pas à répondre par un type semblable, pour la bonne raison que l'Angleterre possède très peu de torpilleurs. Il nous faut, dit M. Normand, un type qui soit à la fois destroyer et torpilleur, filant 25 nœuds, et d'un tonnage de 300 tonnes. Nous devons ici faire quelques réserves. Nous estimons que le bateau de 300 tonnes serait trop grand pour opérer dans de bonnes conditions comme torpilleur. D'autre part, nous ne pouvons passer sous silence les résultats remarquables du tir de la *Dragonne*, armée d'un obusier de 15^m, contre le *Panama*, qu'elle a coulé au large de Toulon. Cette expérience ne doit pas être perdue, elle a une influence et une portée considérables. Elle prouve qu'il est possible de créer un type d'avisos-mortier, pouvant lancer avec une précision suffisante des obus à grande capacité chargés de mélinite, obus très redoutables, non seulement pour les torpilleurs et pour les croiseurs, mais pour les œuvres-mortes des cuirassés, même en les supposant protégées par des blindages moyens. N'oublions pas que le *Panama*, bien qu'il ait été rempli de barriques vides, a été coulé, dans un tir de nuit, *par des projectiles lestés*, c'est-à-dire ne contenant ni poudre noire, ni explosif, et que le tir a été très précis malgré des roulis très vifs de 12° de chaque bord. A notre avis, nous devrions construire une flottille nombreuse d'avisos-mortiers, dont le type serait à étudier, mais dont le déplacement ne devrait pas être inférieur à 400 tonnes.

Comme l'a dit très justement M. Normand, l'avance que nous avons prise autrefois dans la construction des cuirassés a été de courte durée et s'est retournée contre nous. En inventant le cuirassé, nous avons donné la suprématie navale aux nations dont les ressources métallurgiques, industrielles et financières sont supérieures aux nôtres.

A propos de la torpille et du sous-marin offerts par Fulton, en 1805, au Gouvernement anglais, le comte de Saint-Vincent se montrait plus avisé lorsqu'il disait de Pitt : « C'est

le plus grand sot qui ait jamais existé d'encourager un genre de guerre inutile à ceux qui sont les maîtres de la mer et qui, s'il réussit, les privera de cette suprématie! »

En ce qui concerne l'avis-mortier comme le sous-marin, nous avons toute espèce de bonnes raisons, au contraire, pour créer ces deux types de petits bâtiments, tant il est vrai que l'arme du faible ne doit pas être la même que l'arme du fort. L'Angleterre considère que sa frontière maritime est reculée jusqu'aux rivages éventuellement ennemis, dont elle se propose de faire le blocus, par exemple jusqu'aux rivages français. Dans cet ordre d'idées, nous ne voyons pas bien les destroyers ni des avisos-mortiers faire un blocus quelque peu prolongé de nos ports des côtes de la Manche ou des côtes de Bretagne, ou même le blocus de Toulon pendant les coups de mistral ou les coups de vent d'est. Les petits bateaux ont leur place marquée non loin de leurs bases d'opérations et, quand même les forces prenant part au blocus en posséderaient un très grand nombre, la supériorité appartiendra toujours à ceux qui se tiennent sur la défensive, car ils choisiront leur moment pour fondre sur l'ennemi, au moment où ce dernier sera épuisé par les seules fatigues du blocus et de la surveillance de tous les instants qu'il exige.

Nous appelons de tous nos vœux le renforcement de nos défenses mobiles par des sous-marins et des avisos-mortiers, persuadé que, le jour où nous en serons pourvus, les blocus, déjà extrêmement dangereux, deviendront intenable. Déjà, nous les considérons comme inefficaces, comme l'ont prouvé les dernières manœuvres navales anglaises, et nous sommes d'avis que, dans les conditions actuelles, les blocus seront couramment forcés par les croiseurs.

Ceci nous amène à la guerre de course, sur laquelle M. Normand ne paraît pas fonder grand espoir. D'autre part, M. Normand se montre étonné du peu de respect professé par les écrivains anglais pour la déclaration de 1856, et même pour le droit des gens. En ce qui concerne la déclaration de 1856, ce serait une grosse illusion que de s'imaginer qu'elle sera observée dans la prochaine guerre navale. Qu'on nous permette de citer à ce sujet un remarquable article dû à la plume autorisée d'un de nos distingués confrères, M. Lorenzo d'Adda, ingénieur de la marine italienne, et que nous trouvons dans la *Rivista nautica* : « Toutes les fois, dit M. L. d'Adda, que j'ai parlé de cette déclaration de 1856 à des officiers anglais, soit en Angleterre, soit ailleurs, je les ai vus sourire d'un air significatif et moqueur. Tous concluaient à peu près ainsi : « Nous croyez-vous assez » naïfs pour prendre ce traité au sérieux? En 1856 nous en avions besoin et l'avons extorqué au puissant Napoléon III, mais, aujourd'hui, les circonstances sont changées, et rien » au monde ne pourrait nous empêcher de dénoncer le traité, s'il devait nous lier les » mains. »

Qu'on nous pardonne une deuxième citation, celle-là d'un journal anglais, l'*Army and navy gazette* du 1^{er} août 1896. C'est moi-même qui suis pris à partie, de la manière la plus courtoise d'ailleurs, règle dont ne se départit jamais cet estimable et important journal : « M. Duboc, y est-il dit, consacre son attention, dans une petite brochure : *Le point faible de l'Angleterre*, à prouver que la Déclaration de Paris peut être éludée, et que la course a été virtuellement rétablie depuis qu'on a reconnu aux belligérants le droit d'armer des navires de commerce comme croiseurs auxiliaires. M. Duboc aurait pu peut-être s'éviter de discuter cet instrument vague, qui cherche à établir des principes sans définir leur application. » Voilà comment l'on traite cette célèbre Déclaration de 1856, en Angleterre, du moins. Les scrupules formulés par M. Normand à l'endroit de ce document diplomatique, scrupules partagés par beaucoup de bons esprits, m'ont prouvé que j'avais bien fait de traiter cette question, étant donné que je m'adressais à des lecteurs français.

Je dois répondre maintenant à une objection opposée à la guerre de course par M. Normand, à savoir qu'elle manquerait son but, « la plupart des bâtiments de commerce, dont la capture ou la destruction serait utile, ayant été vendus et naviguant alors sous pavillon neutre ».

« Nous ne pensons pas, dit encore l'*Army and navy gazette*, dans le même article, que beaucoup de personnes s'imaginent qu'il est possible de transférer notre flotte marchande, évaluée à 100 millions de livres sterling (soit 2 milliards 500 millions) ⁽¹⁾ sous pavillon étranger, sous la menace d'une guerre. Car les capitaines et les équipages, sinon pour la totalité, du moins pour la plus grande partie, doivent appartenir à la nation dont le pavillon flotte à la poupe. *En outre, la France ne respecte le transfert que s'il est effectué avant la déclaration de guerre.* »

Nous sommes de l'avis du journal anglais. La puissance d'absorption des marines neutres a des limites, et nous ne pensons pas qu'elles puissent mettre sous leur pavillon, armer avec leurs équipages et faire commander par leurs capitaines une fraction importante de cette flotte de 36 000 navires. Il en restera toujours assez pour donner un aliment à la guerre de course. Le transfert est un moyen dont une marine secondaire comme la nôtre pourrait user; mais on sait que cette opération, suivie ou non d'un rachat à la fin de la guerre, est des plus onéreuses. D'ailleurs, le transfert serait illusoire si, comme cela est possible et même probable, la Déclaration de 1856, qui n'a été sanctionnée en Angleterre, ni par le Parlement, ni par la Couronne, était dénoncée par les parties belligérantes. Dans ces cas, en supposant que les transferts soient régulièrement accomplis, les croiseurs acquerraient, en effet, le droit de rechercher la marchandise ennemie sous pavillon neutre et de la capturer. En outre, l'Angleterre pouvant être assimilée à une place forte assiégée, les vivres seraient considérés, sans doute, comme contrebande de guerre ⁽²⁾, ce qui restreindrait d'autant les transactions commerciales, réputées légitimes, et empêcherait les neutres d'acquérir des navires marchands, même à vil prix.

Nous pourrions développer longuement les raisons qui militent en faveur de la guerre de course, mais ce serait sortir de la question.

Pour terminer, nous ne pensons pas qu'on puisse, utilement et rapidement, fixer des blindages d'épaisseur moyenne sur les œuvres mortes des paquebots, transformés en croiseurs auxiliaires. On aura beau faire, ce seront toujours de mauvais bâtiments de combat. Leur rôle, à mon avis, doit se borner à rechercher, en pleine mer, les milliers de bateaux à voiles et de cargo-boats, ou plutôt de porteurs, de transports et de paquebots de l'ennemi, pour nous conformer à la nouvelle terminologie maritime. En Angleterre, les vapeurs subventionnés et prêts à servir comme croiseurs auxiliaires sont au nombre de vingt-huit, et ce chiffre ne pourrait guère être augmenté, étant données les difficultés déjà existantes pour armer, en personnel et en matériel de guerre, la flotte active et la réserve. Il faut donc en conclure que des milliers et des milliers de navires anglais, chargés de marchandises anglaises, seraient en danger d'être capturés, et nous concluons en demandant la construction de nombreux croiseurs à grand rayon d'action. Nous nous bornerons aux observations qui précèdent, nous félicitant que l'éminent auteur de l'étude si intéressante qui les a provoquées nous ait fourni l'occasion de les formuler.

⁽¹⁾ D'après d'autres sources, cette valeur dépasserait 3 milliards.

⁽²⁾ De même que le riz, lors de la dernière guerre de Chine.

DÉVELOPPEMENT DES MARINES DE GUERRE

DANS LE COURS

DES DIX DERNIÈRES ANNÉES,

PAR M. LEFLAIVE,
Ingénieur de la Marine.

INTRODUCTION.

Le but de cette étude est de passer un rapide examen des progrès effectués depuis une dizaine d'années dans les principales marines de guerre. L'année 1886 marque à peu près l'époque où les constructions navales, dans tous les pays, ont pris un nouvel essor : l'Angleterre était à la veille de donner à sa flotte cet accroissement formidable dont le *Defence Act*, qui comprenait un ensemble de 70 navires, a été en 1889 la première impulsion ; les États-Unis se préoccupaient sérieusement, depuis quelques années, de reconstituer leur marine pour lui donner le rang qu'elle occupait autrefois ; en Allemagne, on préparait la construction des petits cuirassés type *Siegfried*, qui forment une série importante dont l'*Odin* et l'*OEgir* sont les derniers spécimens ; enfin l'Italie mettait en chantier les grands cuirassés type *Andrea Doria*, dérivés du *Duilio*, et commençait le *Re Umberto*, dont le *Sardegna* est le perfectionnement.

Le sujet est très vaste ; il faudra se contenter d'en indiquer les grandes lignes ; on peut le diviser en deux parties, car la question peut être envisagée de deux façons :

1. *Au point de vue de l'Art naval*, ou du métier de l'ingénieur proprement dit, il faut considérer de quelle façon se sont trouvés résolus, dans la période considérée, les différents problèmes posés au constructeur. On examinera, dans cette partie, de quelle façon les progrès de l'industrie, dans ses différentes branches, ont été utilisés pour donner à la coque proprement dite, à l'appareil moteur, à l'artillerie et à la protection, les qualités nécessaires.

Le déplacement total du navire formant une unité, chacun de ces éléments reçoit une fraction du déplacement total qui représente l'importance qu'on a voulu lui donner suivant les fonctions que le bâtiment a à remplir ; il y a ainsi à réunir un ensemble de qualités entre lesquelles il faut faire un compromis, à moins que l'on ne donne franchement la prépondérance à l'une d'entre elles. On décomposera donc le poids total de la façon suivante :

1° *Coque et accessoires de coque.* — C'est de la bonne distribution de ce poids que dépendent les qualités de navigation et l'habitabilité ; c'est des formes de la carène que dépendent, pour une part importante du moins, la vitesse et la stabilité.

2° *Appareil moteur.* — C'est du poids consacré à la machine et aux chaudières que dépend la vitesse maximum du navire.

3° *Artillerie, munitions, torpilles et accessoires.* — Ces poids, distribués entre les pièces des différents calibres, sont ceux qui donnent au bâtiment sa valeur militaire.

4° *Blindages.* — La partie consacrée aux blindages constitue la puissance défensive du navire ; on doit la répartir en différents points pour protéger, soit la flottabilité et la stabilité, soit l'appareil propulseur, soit l'artillerie et les organes qui assurent le service des pièces et, par conséquent, la puissance offensive.

5° *Combustible, charbon et pétrole,* de l'importance desquels dépend le rayon d'action.

6° *Appareils auxiliaires et objets d'armement,* indispensables pour le service du bord, qui contribuent au fonctionnement des organes principaux, mais qu'il n'est guère possible d'englober dans aucune des catégories précédentes auxquelles ils se rattachent cependant plus ou moins.

Cette partie sera traitée en reprenant successivement chacune des divisions indiquées ci-dessus, les noms des différents pays n'y viendront que comme divisions secondaires.

II. *Au point de vue du développement des forces navales,* au contraire, le sujet demande à être développé en prenant successivement les marines de chaque pays. On recherchera, dans cette seconde partie, le sens suivant lequel se sont modifiés les divers types de navires, et quelles sont les tendances actuelles.

Les marines dont il sera question sont réduites à huit : la France, l'Allemagne, l'Angleterre, l'Autriche, l'Espagne, les États-Unis, l'Italie et la Russie.

PREMIÈRE PARTIE.

DE L'ART DE L'INGÉNIEUR.

I. — Poids qui constituent la coque et les accessoires de coque.

La valeur du poids de coque et accessoires de coque présente un grand intérêt puisque c'est, en quelque sorte, un poids mort nécessaire, employé uniquement à porter ceux qui donnent au bâtiment sa puissance militaire : la valeur de son rapport avec le déplacement total donne donc une mesure des poids qui restent disponibles au profit de la vitesse, de la puissance offensive, ou de la protection. Quand on passe des cuirassés aux croiseurs, ce rapport ne diminue pas autant qu'on pourrait s'y attendre pour des navires où l'on fait beaucoup de sacrifices à la vitesse; ceci tient à ce que, dans cette catégorie de bâtiments, les accessoires de coque et le platelage du pont blindé sont proportionnellement plus lourds que sur les cuirassés. D'un autre côté, les progrès faits dans la construction de la coque ne se traduisent pas, pour les grands bâtiments, par un allègement bien sensible; on s'explique ce fait, car si, d'un côté, la répartition des poids est plus judicieusement faite, si la qualité des matériaux employés a permis de réduire l'épaisseur des échantillons, le nombre des cloisons intérieures a, d'un autre côté, considérablement augmenté. Ainsi l'on passe de 0,35 sur le *Formidable* à 0,37 sur le *Marceau* pour revenir à 0,35 sur le *Gaulois*, pendant que l'on tombe à 0,31 sur le *Bouvines*; en Angleterre, on accuse 0,39 pour le *Majestic*, tandis qu'en Amérique on ne trouve que 0,34 sur l'*Iowa*. Sur les croiseurs, les allègements ne sont pas beaucoup plus sensibles, puisque le *Dupuy-de-Lôme* et le *Guichen* ont un rapport de 0,32, l'*Amiral-Charner* 0,33, pour un rare exemple en dessous de 0,30, le *Pothuau*, qui n'a que 0,29, tandis que le *Pascal*, qui est doublé en bois, monte à 0,41. En Amérique, les rapports s'élèvent à 0,38 pour le *New-York* et le *Columbia*, et même à 0,40 sur le *Brooklyn*. Les petits croiseurs types *Condor*, *Troude* ou *Linois* montent même jusqu'aux chiffres respectifs de 0,45, 0,42, 0,48 à cause du poids proportionnel considérable des accessoires de coque et du platelage du pont blindé; on est encore à 0,34 sur les croiseurs-torpilleurs type d'*Iberville*, et 0,35 sur les avisos-torpilleurs type *Dunois*, mais on tombe à 0,25 sur le contre-torpilleur *Daring*, ou à 0,23 sur le *Ferret*; en France, à défaut de contre-torpilleurs en service, nous avons les torpilleurs de haute mer où les allègements ont été aussi poussés très loin, puisqu'on est passé de 0,35 sur le type *Éclair* à 0,24 sur le *Mangini*.

La possibilité d'opérer de pareilles réductions n'est pas uniquement le fruit d'une étude très soignée des formes et des consolidations de la carène; elle est aussi achetée quelquefois au prix de sacrifices exagérés faits à la solidité; il faut en effet compter avec les érosions et les piqûres qui fixent une épaisseur limite minimum, en deçà de laquelle il est peu prudent de descendre. Sur le *Sokol*, en dehors de la tôle quille qui a 4^{mm},4 environ, on n'a, dans les œuvres vives, que des tôles de 3^{mm},7, qui descendent à 2^{mm},5 aux extrémités. Il faut aussi compter avec les déformations et les vibrations très grandes produites par les lames au détriment, soit de l'étanchéité des coutures, soit du montage des machines, soit enfin du confortable de la vie à bord. Aussi reconnaîtra-t-on peut-être la nécessité de faire dans cette voie quelques pas en arrière; en France, d'ailleurs, le rapport adopté pour le *Durandal* atteint 0,32, chiffre sensiblement plus élevé que celui des contre-torpilleurs anglais d'un tonnage semblable.

On réalise aussi un certain allègement par l'emploi de l'aluminium. En Allemagne, où l'on recherche en même temps l'incombustibilité des emménagements, on a fait l'essai de ce métal sur les derniers cuirassés du type *Ögür*; mais il ne saurait être question, sur les torpilleurs surtout, d'employer l'aluminium pour les objets placés sur le pont, car l'eau de mer l'attaque rapidement.

L'usage du bois, dans les œuvres vives, s'est toujours maintenu dans les diverses marines, malgré l'adoption du fer ou de l'acier qui, d'abord, n'ont été employés que pour les membrures; actuellement, on construit la coque en acier et on la recouvre d'un ou de deux plans de bois superposés sur lesquels on applique ensuite des feuilles de cuivre. On a ainsi des coques plus lourdes, mais très solides, qui présentent de grands avantages, surtout pour les navires des stations lointaines où les bassins de radoub font un peu défaut.

Dans ces dernières années, la coque en bois a pris une nouvelle extension, pour les mers d'Europe, depuis l'apparition des bâtiments à grand rayon d'action. On l'a toujours beaucoup employée en Angleterre; ainsi, sur 21 croiseurs de la classe *Apollo*, 11 d'entre eux sont doublés, avec un tonnage de 3600 tonnes au lieu de 3400 tonnes; parmi les 9 croiseurs de la classe *Edgar*, 4 sont doublés en bois; enfin le *Renown*, le *Terrible* et le *Powerful*, et les nouveaux croiseurs de la classe *Diadem*, de la classe *Talbot* ou *Arrogant* sont doublés. En France, à part les cuirassés ou croiseurs de station, on ne trouve guère, dans nos escadres, d'exemples de navires doublés, à part le *Sfax*, qui avait d'ailleurs été construit en vue d'un service dans les mers lointaines. Actuellement, les croiseurs type *Pascal*, type *Catinat*, le d'*Entrecasteau* et le *Jurien-de-la-Gravière* sont nos seuls croiseurs en construction ou en achèvement pour lesquels on ait adopté le doublage en bois. En Allemagne, le croiseur *Ersatz-Leipzig* sera doublé; la nouvelle flotte des États-Unis ne nous montre, comme spécimen de ce genre, que les petites ca-

nonnières de 1000^{te} type *Newport*, tandis que la Russie vient de mettre en chantier les croiseurs de 6630 tonnes *Diana* et *Pallada*.

L'étude des formes extérieures de la carène présente un très grand intérêt. Depuis longtemps on a fait dans ce but des expériences sur de petits modèles pour déterminer les meilleures formes de lignes d'eau. Les appareils à installer sont relativement simples, mais l'interprétation des résultats est très délicate et a conduit, dans le début, à des conclusions peu exactes. En Angleterre, ces expériences sont encore en honneur à l'établissement de Haslar; les chantiers privés aussi ont entrepris quelques expériences pour la mise en chantier des contre-torpilleurs de 27 nœuds et de 30 nœuds : l'appareil du lieutenant-colonel Thomas English a été employé par la Compagnie Palmer pour les contre-torpilleurs type *Star*, en prenant le *Janus* comme point de départ; une autre méthode plus simple a été employée aux chantiers de la *Naval Construction Co*, où les résultats prévus ont été, paraît-il, très exactement vérifiés. En France, l'appareil de Brest employé pour l'*Océan*, le *Faucon* et le *Milan* est, peut-être à tort, tombé dans l'oubli. Par contre, M. Bertin a fait installer, dans le courant de cette année, à Cherbourg, un appareil spécial, en forme de manège, dans le but d'étudier la giration : il ne s'agissait pas de déterminer des forces, mais le point d'application de la résultante des forces qui agissent sur la carène dans les girations; dans ces conditions, l'application au bateau des résultats obtenus sur le modèle peut se faire beaucoup plus sûrement.

Les formes des extrémités ont une grande influence sur les qualités nautiques. En ce qui concerne les formes de l'avant, notre marine est restée généralement fidèle au principe de haut franc bord; après une tentative faite sur le *Hoche*, où le type *Marceau* se trouve réduit d'un étage à l'avant, nous sommes revenus à une hauteur de 5^m,55 sur le *Magenta*, pour monter à 6^m,50 sur le *Carnot* ou à 6^m,00 sur le *Gaulois*, chiffres qui sont encore en dessous des 6^m,65 du *Courbet*. L'Angleterre a conservé longtemps son type d'avant ras sur l'eau, comme sur le *Sans-pareil* et le *Collingood*, où l'on n'a que 3^m,20; on est remonté à 5^m,94 sur le *Royal-Sovereign*, puis à 7^m,50 sur le *Magnificent*. Aux États-Unis, avec le type des *monitors*, on est resté fidèle au principe même de ces bâtiments qui fait leur valeur; on trouve 0^m,80 à peine sur le *Puritan*; mais les avants des cuirassés type *Indiana*, qui ont 3^m,20, sont un peu inférieurs à celui du *Hoche*, qui a 3^m,50, tandis que, sur l'*Iowa*, on a relevé l'avant à 6^m environ.

La hauteur de franc bord doit d'ailleurs se combiner avec les formes de la carène; il faut accentuer le dévers des coupes transversales. L'éperon en forme de soc de charrue a été plus spécialement appliqué dans la Marine française; il n'a jamais été en faveur en Angleterre où l'on ne trouve guère que des avants droits ou très peu renversés; l'armature affectant la forme d'un téton, ou plutôt d'un coin horizontal, rapporté à 3^m ou 4^m en dessous de la flottaison, paraît actuellement abandonnée. En Allemagne, on trouve

l'éperon en forme de soc de charrue sur le *Brandenburg*; en Russie, on le rencontre sur le *Nicolas I*, aux États-Unis sur l'*Indiana*, tandis qu'actuellement le *Gaulois*, le *Magnificent*, le *Renown*, le *Kaiser-Friedrich III*, l'*Iowa* ont une étrave très peu renversée.

Les formes de l'avant présentent une importance d'autant plus grande que la vitesse est plus considérable. Sur les croiseurs français, on a toujours, à quelques exceptions près telles que le *Sfax* parmi les plus récents, conservé verticale l'arête de l'étrave à la flottaison. Les étraves trop renversées, à moins de présenter des formes très affinées jusqu'à la teugue comme sur le *Dupuy-de-Lôme*, présentent au tangage les mêmes inconvénients que les éperons; quoique à un degré moindre; aussi les avants des nouveaux croiseurs *Foudre*, *Guichen*, *Jeanne-d'Arc*, *Jurien-de-la-Gravière* sont-ils droits ou presque droits. Dans les autres marines, on trouve l'étrave renversée, avec éperon en dessous de l'eau; en France, nous comprenons difficilement ces formes pour des navires rapides. Les contre-torpilleurs sont, parmi les navires à grande allure, ceux qui ont le plus à souffrir de la mer à toute vitesse, et cela non seulement avec de la mer, mais par calme plat, où la pointe, même très affinée, projette en l'air une gerbe d'eau. Cette constatation, faite sur les contre-torpilleurs anglais de 27 nœuds lors de leurs essais, a conduit à donner à la série de 30 nœuds une étrave inclinée sur l'avant. On comprend la gêne que causent sur le pont les embruns qui arrivent avec une vitesse de 15^m à la seconde; peut-être la solution adoptée sera-t-elle insuffisante et faudra-t-il, pour remédier complètement à ce défaut, recourir à une sorte d'écran horizontal reposant sur le pont, à l'extrême-avant, et débordant le livet du pont de manière à arrêter les filets d'eau dans leur ascension.

Pour les formes de l'arrière, on a longtemps conservé le plan de dérive avec son maximum de développement, ce qui assure la stabilité de route et diminue la dérive dans les manœuvres par vent de travers. L'adoption des deux hélices, en conduisant à une diminution de tirant d'eau, a permis d'enlever une partie de ce plan de dérive, comme cela se rencontre sur un grand nombre de nos croiseurs, ou sur l'*Aurora*, en Angleterre. Les qualités d'évolution y ont gagné. Sur les torpilleurs, on a même supprimé radicalement ce plan mince pour former une voûte destinée à assurer toujours l'arrivée de l'eau aux hélices dans les tangages où les emballements de machines sont à craindre. Tel est le type de tous nos torpilleurs récents dont les formes sont dues à M. Normand. On se sert même, dans quelques cas, des gouvernails pour continuer en abord les formes de la voûte; c'est ce qui existe sur le *Coureur* et sur les torpilleurs du modèle Thornycroft en général. Cette disposition, moins les gouvernails, a été adoptée en France sur des navires de fort tonnage, tels que les cuirassés types *Bouvines* et *Valmy*.

En ce qui concerne l'habitabilité, il faut reconnaître de suite que, malgré les grands sabords et les hublots qui, sur les navires en bois, donnaient cer-

tainement moins d'air et de lumière dans les logements, les navires en acier présentent, par leur nature même, une infériorité marquée qui n'a pu être rachetée qu'au prix de grandes complications. Dans les navires modernes, en effet, la température est excessive dans les deux sens, en hiver comme en été; aussi, pour les stations lointaines surtout, lorsqu'on n'est pas très gêné dans la répartition des poids, ne craint-on pas de monter le doublage jusqu'au pont des gaillards pour protéger un peu les logements contre les températures élevées. Pour les pays froids on a installé des poêles à vapeur; la marine des États-Unis est, je crois, la première à avoir emprunté, sous ce rapport, le confort des maisons américaines.

De plus, l'adoption des chaudières où la pression atteint actuellement 15^{ks} d'une manière courante, et va jusqu'à 21^{ks} sur les nouveaux cuirassés et croiseurs anglais; le développement des appareils moteurs et évaporatoires, qui occupent les 55 centièmes de la longueur sur le *Columbia*, les 50 centièmes environ sur le *Chateaufrenault*, les 7 seizièmes sur le *Powerful* et plus de la moitié sur le *Jeanne-d'Arc*; la nécessité d'un pont blindé où les ouvertures sont distribuées, dans notre marine surtout, avec une certaine parcimonie; enfin, la répartition sur la longueur d'appareils auxiliaires de toutes sortes, avec leur tuyautage de vapeur: tout cela, joint au compartimentage excessif exigé par la stabilité, n'a pas été sans compromettre d'une manière très sérieuse le confort nécessaire à la vie du bord et à la conservation des approvisionnements de toutes sortes.

La ventilation exige donc actuellement une attention toute spéciale; elle fait aujourd'hui l'objet d'études minutieuses dès la préparation des projets. Avec un tracé judicieux des arrivées d'air frais et d'évacuation d'air chaud, avec l'adoption de doubles enveloppes et d'enduits isolants, est venu s'ajouter l'emploi de l'électricité qui a rendu un double service: en premier lieu, l'électricité a permis d'installer, sans trop de complications, des ventilateurs dans les différents locaux; en second lieu, elle s'est substituée petit à petit à la vapeur comme puissance motrice; on est ainsi arrivé à la diminution et même à la suppression du tuyautage de vapeur auxiliaire. La marine allemande est celle qui semble avoir pris les devants dans cette voie, quoique en France nous ayons été les premiers à employer l'électricité pour la manœuvre des tourelles; on fait en Allemagne, dans les nouveaux navires en construction, un emploi exclusif de l'électricité pour tous les appareils tels que monte-charges, treuils, machines de pointage, etc., à l'exception de la machine du cabestan. L'*OEGir* seul a reçu jusqu'ici un cabestan électrique de l'essai duquel dépendra sa généralisation.

Pour terminer ce paragraphe relatif aux perfectionnements ou changements divers concernant la coque, il faut dire un mot sur les moyens d'assurer la stabilité. Il convient de distinguer la stabilité proprement dite, dans le sens qui la rattache au chavirement, et la stabilité de plate-forme qui se

rattache à la fixité plus ou moins grande du navire tout entier naviguant sur une mer houleuse, fixité qui est très importante pour la justesse du tir. Ces deux qualités, d'une égale importance au point de vue de la puissance militaire, sont malheureusement contradictoires : les grandes stabilités donnent des roulis très durs et de grande amplitude qui paralysent le tir des pièces; avec une stabilité trop faible au contraire, on risque de chavirer au premier projectile reçu.

Le type des monitors, qui est propre aux Etats-Unis, est la solution la plus franche du problème; la hauteur métacentrique est très grande et la stabilité y est très cuirassée; la hauteur métacentrique tombe par contre assez vite, dès que le bord de la cuirasse entre dans l'eau, ce qui donne de la douceur au roulis.

Mais les différentes marines européennes, qui ont adopté le caisson blindé pour leurs cuirassés où il n'y a pas de rentrée à la flottaison, se sont vues dans l'obligation, soit de diminuer la stabilité initiale au risque de la perdre presque complètement après avaries, soit de partir d'une stabilité trop forte afin que celle-ci soit encore suffisante après avaries; c'est le cas des cuirassés type *Royal-Sovereign* qui ont atteint, dit-on, dans le golfe de Gascogne, des roulis de plus de 40° de chaque bord. On a dû installer des quilles de roulis latérales, d'une hauteur de 1^m,20, et courant sur la moitié de la longueur environ. Le remède employé en Angleterre, pour des navires déterminés, a été alors considéré comme la solution du problème en général, et l'on trouve sur les cuirassés type *Majestic* des quilles latérales de 0^m,91 de hauteur, sur une longueur de 60^m; on les avait d'ailleurs adoptées auparavant sur les croiseurs type *Blake*; on les a installées ensuite sur le *Terrible* et le *Powerful*, où elles ont 0^m,91 de haut sur une longueur de 68^m,30, etc. En France, on ne trouve d'application sérieuse des quilles de roulis que depuis une époque relativement récente; la *Jeanne-d'Arc*, le *Jurien-de-la-Gravière* ont des quilles latérales.

Le système du *Henri IV* est, au contraire, emprunté au modèle des monitors; la hauteur métacentrique initiale dépasse 3^m,30; les superstructures, sur lesquelles on ne compte nullement pour assurer la stabilité, font de chaque bord une rentrée de 4^m,10 par rapport au can extérieur de la cuirasse; vers l'avant, elles se raccordent avec la carène de manière à donner au bâtiment les qualités marines des navires de haut franc bord. Le *Henri IV* a d'ailleurs reçu des quilles de roulis dont l'effet s'ajoutera à celui de la rentrée de la cuirasse.

II. — Appareil moteur.

L'appareil moteur comprend les machines et les chaudières.

Machines. — Dès 1886, le nombre de machines et d'hélices est généralement de deux pour les grands navires; cette disposition, qui a remplacé la

machine unique avec hélice dans l'axe, présente l'avantage de mieux protéger les appareils puisqu'ils ont moins de hauteur; elle augmente les qualités évolutives des bâtiments, tout en diminuant le tirant d'eau. Cette dernière considération a fait ensuite adopter les deux hélices pour des bâtiments de petit tonnage où l'on a, en plus, la raison de la faible hauteur disponible. Les petits croiseurs, les contre-torpilleurs et même les torpilleurs dépassant une centaine de tonnes ont maintenant deux machines; en France, les torpilleurs type *Éclair*, construits en 1891, avaient encore une seule hélice avec un tirant d'eau arrière de 2^m,57, pour un tonnage de 125 tonnes; actuellement le *Forban*, qui déplace en charge 152 tonnes, n'a que 1^m,53 de tirant d'eau arrière, avec deux hélices; il est vrai que le premier a une machine de 1200 chevaux seulement, tandis que l'on est monté à plus de 4000 chevaux pour l'ensemble des deux machines du second.

Avec deux hélices, les difficultés de construction ont conduit quelquefois à répartir la puissance motrice en quatre groupes, dont deux sur chaque arbre, disposition qui, avec l'aide d'un désembrayage, présente l'avantage de bien se prêter à la marche à petite vitesse; on rencontre cette disposition sur le *Magenta* pour une puissance totale de 10400 chevaux, sur le *Blake* pour 14520 chevaux, sur le *New-York* pour 17500 chevaux, sur la *Sardegna* pour 22800 chevaux.

Les difficultés d'installation ont conduit récemment à l'adoption du système à trois hélices qui se généralise beaucoup; le *Dupuy-de-Lôme*, dont les plans remontent à 1887, est le premier grand navire sur lequel il ait été adopté; le *Kaiserin-Augusta* est le premier grand croiseur de ce système qui ait navigué (traversée de l'Atlantique pour aller aux fêtes colombiennes en 1893); peu de temps après sont venus le *Columbia* et le *Minneapolis*.

C'est donc par les croiseurs que le système à trois hélices est entré en premier lieu dans les marines de guerre, et cela se comprend par suite de la grande puissance exigée avec la faible hauteur de machines tolérée. Mais on avait pensé bien antérieurement aux trois hélices; c'est pour un monitor, dont le projet remonte à 1878, que le système a été proposé pour la première fois, en France du moins, par M. Bertin; puis, en 1884-1885, des expériences ont été faites sur la *Carpe*, modèle au dixième d'un projet de cuirassé présenté par M. de Bussy; le système n'a pas été adopté à cette époque, il était repris en 1893 sur le *Bouvet*, qui n'est pas encore entré en service; actuellement, on le trouve sur le *Masséna*, sur les cuirassés type *Gaulois*, et sur le *Henri IV*. En Allemagne, l'exemple du *Kaiserin-Augusta* ayant réussi, on l'a adopté sur le cuirassé *Kaiser-Friedrich III*, sur le croiseur cuirassé *Ersatz-Leipzig* et sur les croiseurs type *Ersatz-Freya*, alors qu'en France on le trouve sur le croiseur *Jurien-de-la-Gravière*, du même tonnage que le *Freya*, mais où la puissance des machines atteint 17400 chevaux au lieu de 9000 chevaux. Aux États-Unis, on s'en est tenu aux deux hélices sur les cuirassés *Kearsage* et *Kentucky*; l'Angleterre semble décidée à ne pas

encore entrer dans cette voie, malgré la puissance énorme de 25000 chevaux que l'on trouve sur le *Terrible* et le *Powerful*. En Italie, tandis qu'on adoptait encore les deux hélices pour les croiseurs type *Sardegna* de 22800 chevaux, et qu'on les conserve encore sur les navires récents de grande puissance, on a essayé le système des trois hélices sur quelques-uns des petits croiseurs du type *Arthusa*, de 850 tonnes et de 4000 chevaux. En Russie, où l'on a encore réparti les 13250 chevaux du *Rurick* sur deux arbres manivelles, on adopte le système à trois hélices pour le *Rossia*, dont la puissance monte à 16500 chevaux; mais ici les trois parties sont inégales : la machine milieu n'est qu'une petite machine de route, dont la puissance compte pour une fraction très faible de la puissance totale.

D'une manière générale, les machines ont été placées à l'arrière des chaudières; ce n'est que depuis peu de temps qu'en France on emploie un autre dispositif dont l'initiative revient à l'Italie; pour certains appareils de grande puissance, ou pour des coques légères, les machines se trouvent au milieu et les chaufferies en deux groupes à l'avant et à l'arrière. Cette disposition, qui exige une attention plus particulière dans le tracé des lignes d'arbres, présente le grand avantage de diminuer la longueur des tuyautages et de faciliter la surveillance générale, sans compter la diminution des vibrations à certaines allures. L'Italie était entrée dans cette voie dès 1876, sur le *Duilio* et le *Dandolo*; la même disposition se retrouve sur presque tous les navires qui ont suivi : *Italia*, *Sardegna*, *Carlo-Alberto*.

L'Allemagne semble vouloir rester fidèle à la disposition ancienne et l'Angleterre, qui l'avait adoptée sur les croiseurs-torpilleurs type *Halcyon*, ne l'a pas reproduite; en France, la première application en a été faite sur le *d'Entrecasteaux*, qui n'est pas encore entré en service; la seconde est celle du *Guichen*; elle a pris cette année, dans notre marine, une plus grande extension avec la mise en chantier des croiseurs type *Jeanne-d'Arc*, *Jurien-de-la-Gravière*, *Infernet*, ainsi qu'avec les contre-torpilleurs type *Durandal*. Aux États-Unis, on ne voit que le torpilleur de haute mer l'*Ericson*; en Autriche, il y a le torpilleur divisionnaire l'*Adler*.

L'étude des dispositions générales de l'appareil moteur à bord présente un intérêt considérable et se prêterait à un grand développement. L'étude des perfectionnements opérés dans la machine proprement dite pourrait faire l'objet d'un travail encore plus considérable dont on n'examinera ici que les grandes lignes.

La machine à double expansion ou compound a cédé la place à la machine à triple expansion; la quadruple expansion, qui avait été, paraît-il, proposée pour le *Columbia*, n'a pas été adoptée et n'a pas encore reçu de grande application sur les navires de guerre, malgré les hautes pressions des nouvelles chaudières qui s'élèvent maintenant à 17^{ks} et même 21^{ks}. Ceci tient sans doute à ce que les navires de guerre marchent généralement à allure réduite; dans

ces conditions, on hésite à introduire des complications, dont l'utilité économique ne se manifesterait que dans de rares circonstances.

La machine horizontale a été supplantée presque universellement par le modèle vertical; on n'y est arrivé, dans bien des cas, qu'au prix de sacrifices faits à la protection pour les navires de faible tirant d'eau; les croiseurs anglais présentent presque tous un pont blindé surélevé au-dessus des machines. En France, la faveur est restée plus longtemps à la machine horizontale; ainsi, alors qu'en Angleterre on construisait, en 1890, les croiseurs type *Apollo*, avec des machines verticales, nous avions encore les machines horizontales sur le *Davout* et le *Suchet*, dont l'un faisait ses essais en 1891-1892 et l'autre vers la fin de 1894. D'ailleurs, en France, on s'est généralement refusé à surélever le pont blindé pour placer les machines; on a préféré, dans certains cas, réduire le rapport de bielle à manivelle à des valeurs très faibles : on ne trouve que 3,73 sur le *Bugeaud*, ou 3,75 sur le *Linois*; en Angleterre, on préfère encore, sur les croiseurs du type *Talbot*, surélever le pont blindé.

Les machines horizontales ont donné naissance, pour la commande du mouvement des tiroirs, à plusieurs systèmes ingénieux, parmi lesquels les systèmes *Joy* et *Marshall* sont les plus employés. On les a aussi appliqués aux machines verticales où ils présentent les mêmes avantages au point de vue de la régulation, mais où ils sont moins nécessaires au point de vue des dispositions locales; aussi a-t-on une tendance générale à revenir à la coulisse, vérifiant ce fait qu'en beaucoup de choses un sage retour en arrière est quelquefois un progrès. Nos croiseurs type *Suchet*, *Forbin*, nos cuirassés type *Bouvines*, etc., le bateau-bélier américain le *Katahdin*, etc., ont le système de distribution *Marshall*, tandis que nos cuirassés type *Magenta* ont la coulisse avec tiroirs plans. Le *Brennus* est une rare machine verticale de la marine française qui ait la distribution *Marshall*; mais pour les nouveaux cuirassés, on revient franchement à la coulisse avec tiroirs cylindriques. Ce dernier système de tiroirs, combiné avec la coulisse, présenterait l'inconvénient de développer les machines par trop en longueur, si l'on n'avait pas recours à la disposition qui consiste à les placer par paire symétriquement par rapport au plan longitudinal, en les montant sur une traverse transversale. Cette disposition, qui est devenue presque générale, compte parmi ses premières applications les cuirassés américains du type *Indiana*, le croiseur cuirassé le *New-York* et les croiseurs protégés type *Columbia*.

Rappelons simplement, en passant, la suppression, presque générale, de la pompe à air qui est actuellement conduite par une machine spéciale sur l'arbre de laquelle on trouve souvent emmanchée la turbine de circulation; les pompes alimentaires ont été rendues indépendantes et sont confiées à la direction des chauffeurs.

Les bâtis des cylindres ont été allégés; les glissières doubles sont généralement supprimées et remplacées par une glissière à agrafe fixée à un bâti en fonte ou en acier moulé; le côté opposé est complètement dégagé et le cy-

lindre repose sur des colonnes en acier forgé. La grande longueur des machines et la dilatation due aux hautes pressions ont conduit à rendre les cylindres indépendants; on ne relie plus ceux-ci que par quelques tirants fixés sur chaque cylindre en un point du plan transversal de l'axe de chacun. On est assez surpris de trouver, à bord du croiseur anglais le *Terrible*, la disposition presque surannée des bâtis en fonte à double glissière et d'un ensemble de cylindres ne formant qu'un bloc; ces machines sont d'autant plus longues que le grand cylindre est dédoublé et que la puissance de chacune d'elles atteint 12500 chevaux; les dilatations en longueur qui, dans ces conditions, doivent être considérables, ne sont sans doute pas étrangères à l'insuccès des premiers essais.

Il faut passer rapidement sur l'emploi plus ou moins étendu des chemises de vapeur, sur les tentatives faites pour avoir des cylindres en acier moulé, sur la forme des pistons, des couvercles, sur les systèmes de presse-étoupes, sur l'emploi plus ou moins commenté des arbres en acier ordinaire ou en nickel-acier, sur les arbres creux, sur les hélices à pas variable, pour arriver de suite aux résultats obtenus. Ces résultats sont de deux sortes :

Le premier point à considérer est le rendement général de la machine qu'il serait intéressant de donner en kilogrammes de vapeur prise à la chaudière par cheval indiqué sur l'arbre; on ne peut malheureusement relever avec facilité que la consommation en kilogrammes de charbon, par cheval indiqué sur les pistons, ce qui, d'un côté, englobe le rendement de la chaudière et, de l'autre, ne comprend pas le rendement mécanique de la machine; la connaissance de ce dernier rendement donnerait, cependant, une indication très précieuse sur le bon montage général des organes, car il n'est pas douteux que les chocs et les vibrations apportent une diminution considérable du rendement mécanique.

La consommation à toute puissance a passé de 1^{kg},159 sur le *Marceau*, où les machines sont à double expansion, à 0^{kg},903 sur le *Bouvines*, où elles sont à triple expansion. A petite vitesse, on descend difficilement en dessous de 700^{gr}; le *Suchet* a donné 0^{kg},683 à la moitié de la puissance maxima; le *Friant* 0^{kg},836 aux deux tiers. En Angleterre, on trouve généralement des chiffres semblables; l'*Éclipse*, à son essai de huit heures aux $\frac{9}{10}$ de la puissance maxima, a donné 1^{kg},02 et, à l'essai de trente heures aux $\frac{2}{3}$, 0^{kg},830; pour la *Diana*, où l'on a encore le chiffre assez élevé de 1^{kg},03 aux $\frac{9}{10}$, on n'a plus que 0^{kg},667 aux $\frac{2}{3}$; enfin, le *Marco-Polo* n'aurait, paraît-il, consommé que 0^{kg},925 seulement à 10700 chevaux pendant trois heures, et, à l'essai de dix heures, à 7125 chevaux, on aurait trouvé 0^{kg},853.

Tous ces chiffres, pour être comparables, demandent évidemment que l'on suppose, dans chaque cas, que le rendement des chaudières est sensiblement le même. Au tirage naturel, à petite allure, cette hypothèse pourrait être considérée encore comme assez admissible; à l'allure maxima, la comparaison devient plus délicate; on trouve, en effet, sur certains bâtiments, des

combustions dépassant 300^{kg}, comme sur le *Forban* où la consommation n'a cependant pas dépassé 0^{kg},610; sur le *Powerful*, au contraire, on n'a pas brûlé plus de 115^{kg} à 120^{kg} pour une consommation par cheval beaucoup plus forte de 0^{kg},918. Sur le *Forban*, on est même tombé à 0^{kg},383 pour une combustion de 34^{kg},48.

Les beaux résultats obtenus sur ce torpilleur doivent être attribués, pour une large part, à la machine où l'on utilise la vapeur de deux manières différentes : pendant que la plus grande partie de celle-ci va travailler au troisième cylindre, le reste est envoyé dans un réchauffeur où l'eau d'alimentation est portée à plus de 110°. Cette innovation, faite sur les torpilleurs français par M. Normand, est susceptible d'application sur les grands navires; on l'a essayée en France, sur le *Carnot*, et elle paraît devoir être généralisée.

Le second point à considérer est la légèreté des machines que l'on exprime en kilogrammes par cheval à toute puissance. Dans l'expression de la puissance

$$F = 4,907 D^2 CNp,$$

où D est le diamètre du grand cylindre, C la course du piston, N le nombre de tours et p l'ordonnée moyenne, le facteur N, qui représente la vitesse de rotation, peut être considéré comme le seul terme qui ne coûte rien comme poids, quoiqu'il intervienne dans l'évaluation des forces d'inertie; on a donc tout intérêt à l'augmenter. On est cependant limité par la vitesse moyenne du piston par seconde, vitesse qui ne dépasse guère le chiffre de 5^m. En France on s'est même tenu, pendant longtemps, bien en dessous de ce maximum; le *Formidable* donne 2^m,64; on monte à 3^m,62 sur le *Jauréguiberry*, à 4^m,67 sur le *Suchet* et à 5^m,50 sur le *Forban*. Les ingénieurs anglais n'ont pas craint, depuis longtemps, d'aborder des chiffres plus élevés; ainsi, l'on a 3^m,75 sur le *Comperdown*, 4^m,20 sur le *Blake*, 4^m,10 sur le *Diadem* et plus de 6^m sur le *Desperate*, à 396 tours; on annonce même le chiffre de 7^m,50 pour le torpilleur de 33 nœuds, l'*Express*, dont les machines développeront, dit-on, 10000 chevaux. Aux États-Unis, on est allé à 4^m,80 sur le *New-York* et à 4^m,70 sur le *Columbia*.

En dehors de ce facteur de la puissance, l'allègement a porté sur les détails de la construction et l'on a gagné sensiblement du poids; parmi les plus anciennes machines considérées, on trouve, par cheval indiqué, 74^{kg} sur le *Formidable*, 76^{kg} sur le *Monterey*; on descend à 38^{kg} sur le *Bouvines* et à 42^{kg} sur le *Gaulois*; pour les croiseurs, on est passé de 65^{kg} sur le *Cecille*, à 36^{kg} sur le *Suchet*; aux États-Unis, on a 48^{kg} sur le *New-York* pour passer à 40^{kg} sur le *Columbia* et arriver à 35^{kg} sur le *Brooklyn*.

Chaudières. — Une grande révolution s'est opérée dans les appareils évaporatoires. La chaudière tubuleuse ou à tubes d'eau, tout d'abord réservée presque exclusivement aux torpilleurs, est venue petit à petit se substituer à

la chaudière cylindrique sur les grands bâtiments; les premiers essais ont été faits sur les avisos-torpilleurs, puis sur les petits croiseurs; actuellement, elle est adoptée sur les plus grands navires avec des puissances qui s'approchent de 30000 chevaux.

La chaudière à retour de flamme a été, jusque dans ces dernières années, le seul type dont l'emploi fût parfaitement sûr; les exemples en sont nombreux dans toutes les marines.

Une certaine économie de poids et d'encombrement a été ensuite réalisée par l'adoption de la chaudière à double façade; les chaudières à huit foyers des cuirassés américains type *Indiana*, qui ne pèsent chacune pas moins de 70 tonnes sans eau, figurent parmi les plus beaux spécimens du genre. En France, on ne trouve pas d'exemple de ce système de chaudières en dehors du *Cecille* et du d'*Entrecasteaux*. Elles ne pèsent respectivement que 56^{ks} et 49^{ks} par cheval, alors que les chaudières de l'*Isly*, à simple façade, pèsent 63^{ks}. En Angleterre, on n'accuse que 46^{ks} pour les chaudières à simple façade du *Royal-Sovereign*; aux États-Unis, 44^{ks} pour les chaudières à double façade du *New-York* et 45^{ks} pour celles du *Brooklyn*.

A bord des navires de faible tirant d'eau, comme les petits croiseurs, on a dû adopter le modèle anglais dit *chaudière Amirauté*, où le développement se fait en longueur; le fonctionnement de ces chaudières a donné lieu à bien des mécomptes dans les diverses marines qui les ont employées; l'étude des dilatations des tôles et de la circulation de l'eau permet de donner, pour ces chaudières, une explication à bien des avaries. Ces chaudières présentent en plus l'inconvénient d'être lourdes; les chaudières du *Marceau* pèsent 57^{ks}, et l'on ne descend qu'à 55^{ks} sur le *Dupuy-de-Lôme* et à 52^{ks} sur le *Suchet*, malgré une activité de combustion qui dépasse 220^{ks}.

Sur les torpilleurs, dont il y avait encore bien peu d'exemples en 1886, il fallait arriver aux grandes vitesses avec de faibles tonnages. On a tout d'abord eu recours à la chaudière locomotive. Sur les locomotives, en effet, on atteint couramment, en France, des combustions de 700^{ks} à 800^{ks}; or, dans une chaudière, la quantité de charbon brûlé est, dans les limites où l'appareil résiste, l'élément de la puissance qui coûte peu comme poids; on s'est donc engagé hardiment dans cette voie au point de brûler, sur le *Téméraire*, la quantité énorme de 626^{ks} par mètre carré de grilles.

La chaudière locomotive représente un progrès sensible comme poids, puisqu'elle ne pèse que 25^{ks} sur le torpilleur n° 104 et 18^{ks} sur le torpilleur n° 126, avec une combustion de 265^{ks} sur ce dernier. Mais on a eu avec elle des mécomptes qui sont dus à ce que les conditions d'installation à bord sont toutes différentes de celles des locomotives; les foyers ne sont pas assez profonds, je veux dire la grille n'est pas assez abaissée par rapport aux rangées inférieures des tubes; de plus, les conditions du tirage forcé sont toutes différentes.

C'est alors que la chaudière tubuleuse a fait son apparition, tout en appor-

tant avec elle un nouvel allégement. La chaudière du Temple est le premier modèle essayé en France sur le torpilleur n° 130; en Angleterre, on a adopté d'abord la chaudière Thornycroft, dont on a fait l'essai en France sur le *Coureur*, puis sur les torpilleurs type *Éclair*. Petit à petit, pendant que les chaudières Yarrow, Blechynden, White, Ward, Herreshoff prenaient naissance, on essayait les chaudières tubuleuses sur de plus grands bâtiments. La chaudière Belleville, qui avait été essayée sur l'*Hirondelle*, dès 1869, passait sur le *Milan*, puis sur le *Léger* et enfin sur les grands cuirassés et les grands croiseurs. La chaudière d'Allest, mise en service sur les paquebots, entrait dans la Marine sur la *Bombe*, pour développer une puissance de 2109 chevaux, puis passait sur le *Bouvines* de 8800 chevaux, et enfin sur le *Jauréguiberry* de 13500 chevaux. Enfin, la chaudière Collet, perfectionnée par M. Niclausse, recevait sa première grande application en 1894, à bord du *Friant*.

C'est en France que la question des chaudières tubuleuses a été étudiée avec le plus de persévérance; on y a mis de l'esprit de méthode, car, en 1893, on décidait d'adopter, pour les trois croiseurs identiques *Bugeaud*, *Chasseloup-Laubat*, *Friant*, respectivement les chaudières Belleville, d'Allest, Niclausse; les résultats sont les suivants :

	<i>Bugeaud.</i>	<i>Chasseloup-Laubat.</i>	<i>Friant.</i>
Types de chaudières.....	Belleville.	d'Allest.	Niclausse.
Timbre.....	17 ^h 8	15 ^h 8	15 ^h 8
Essai à toute puissance. {			
Puissance.....	9565 ^{chx}	9842 ^{chx}	9563 ^{chx}
Combustion	127 ^h 8	117 ^h 8	122 ^h 8
Consommation	0 ^h 8,923	0 ^h 8,796	0 ^h 8,909
Essai de consommation. {			
Puissance.....	3781 ^{chx}	3582 ^{chx}	3655 ^{chx}
Combustion.....	46 ^h 8	53 ^h 8	50 ^h 8
Consommation....	0 ^h 8,612	0 ^h 8,662	0 ^h 8,667
Encombrement horizontal.....	1,59	1,87	1,46
Poids des chaudières par cheval...	43 ^h 8	37 ^h 8	40 ^h 8

L'exemple de la France a été suivi par les autres pays qui nous ont, en général, emprunté nos appareils : en Russie, le *Rossia*, l'*Ossliabia*, le *Peresviet* ont des chaudières Belleville, le *Krabry* a des chaudières Niclausse, et plusieurs torpilleurs ont des chaudières du Temple ou Normand; en Italie, le *Garibaldi* a des chaudières Niclausse; en Angleterre, le *Terrible* et le *Powerful* ont des chaudières Belleville que l'on vient également d'adopter pour les cuirassés type *Canopus*, pour les croiseurs de la classe *Diadem* et pour ceux de la classe *Arrogant*. Enfin l'Allemagne a décidé cette année de faire sur trois croiseurs type *Ersatz-Freya* une expérience comparative semblable à

celle des trois croiseurs type *Bugeaud*; les chaudières essayées seront des modèles Niclausse, Belleville et Dürr ⁽¹⁾.

Pour terminer ce résumé du développement rapide des chaudières tubuleuses, ajoutons que la chaudière Normand, qui était jusqu'ici plus spécialement affectée aux torpilleurs, a reçu une application d'une plus grande étendue à bord du *Pelorus*, de 7500 chevaux, dont le frère, le *Pactolus*, a reçu des chaudières Blechynden; ajoutons, enfin, que l'on est passé très hardiment sur le *Jeanne-d'Arc* au chiffre de 28500 chevaux avec des chaudières Guyot.

Les chaudières tubuleuses n'ont pas séduit tous les pays sans réserve, comme elles semblent l'avoir fait en France et en Angleterre. On les a adoptées quelquefois concurremment avec les chaudières cylindriques; à bord du *Monterey*, les quatre chaudières Ward développent environ une puissance de 3400 chevaux qui représente les $\frac{2}{3}$ de la puissance totale; sur les croiseurs hollandais type *Zeeland*, les chaudières Yarrow représentent aussi les $\frac{2}{3}$ de la puissance totale, tandis qu'en Allemagne on n'admet que la proportion de $\frac{1}{2}$ sur le *Kaiser-Friedrich III* et sur l'*Ersatz-Leipzig*, avec des chaudières dont le modèle doit dépendre des expériences entreprises.

On se rend compte de l'allègement apporté par les chaudières tubuleuses en considérant leur poids par cheval indiqué aux machines; on a, pour les chaudières Belleville, un peu moins de 44^{kg} sur le *Latouche-Tréville*, le *Bugeaud* et le *Bouvet*; pour les chaudières d'Allest, on a 44^{kg} sur le *Jemmapes*, et 33^{kg} sur le *Cassini*; pour les chaudières Niclausse, on a 40^{kg} sur le *Friant*. Sur les torpilleurs où la combustion peut, en raison du plus petit nombre d'éléments, être poussée plus loin que sur les grands bâtiments, on trouve 15^{kg} pour les chaudières Oriolle des torpilleurs 161 à 163; 11^{kg},3 pour les chaudières du Temple-Normand du *Flibustier*; 10^{kg} pour les chaudières Normand des torpilleurs 182 à 185 et même 8^{kg},6 sur le *Forban*.

On a vu plus haut que les chaudières tubuleuses, recherchées d'abord en vue d'une application sur les torpilleurs, avaient permis de diminuer les combustions élevées, comme celle du *Téméraire*, en répartissant le poids de l'appareil évaporatoire sur une plus grande surface de grilles; toutes les chaudières tubuleuses ne se prêtent d'ailleurs pas aux grandes combustions: ainsi, en France, on ne dépasse guère 120^{kg} à 135^{kg} pour les chaudières Belleville et Niclausse, 150^{kg} pour les chaudières d'Allest; on n'a pas dépassé 270^{kg} dans les chaudières Oriolle du torpilleur 161; on a atteint 300^{kg} dans les chaudières du Temple-Normand du *Flibustier*, et même 312^{kg} dans celles du *Forban*, qui sont du système Normand.

Sur les grands bâtiments, en plus de la difficulté qu'on aurait à soutenir

(1) En Allemagne, on avait auparavant adopté la chaudière Thornycroft pour l'*Œgir*; ce sont aussi des chaudières tubuleuses, mais du modèle *Dürr*, qui seront, paraît-il, installées sur les quatre nouveaux cuirassés de la classe *Sachsen*.

une pareille activité de feux dans un aussi grand nombre de **chaudières** qui débitent la vapeur dans le même tuyautage, vient s'ajouter la tendance que l'on a, notamment pour les grands croiseurs, à développer la puissance maximum avec un tirage forcé très modéré. Ainsi l'on a prévu le maximum de 150^{ks} pour les chaudières d'Allest du *Guichen*; on a prévu 175^{ks} pour les chaudières Guyot du *Jeanne-d'Arc*, alors que, sur les chaudières du *Forban*, qui sont d'un modèle analogue, on a brûlé près du double. La tendance vers un tirage naturel à peine activé est encore plus accentuée en Angleterre; sur les grands croiseurs *Terrible* et *Powerful*, dont le but est d'avoir une marche rapide soutenue par tous les temps, on a adopté, à la puissance maximum, une véritable combustion de paquebot : le *Powerful* a développé, à son essai de quatre heures à toute puissance, 25800 chevaux, en ne brûlant que 115^{ks} à 120^{ks} par mètre carré de grilles et la vitesse réalisée a été de 21^{nœuds},8. Les *commerce-destroyers* américains, qui les ont précédés, présentent, sous ce rapport, une infériorité sensible : le *Columbia* a donné 22^{nœuds},8 il est vrai, à toute puissance, mais à raison de 140 chevaux par mètre carré de grilles avec une pression d'air de 18^{mm}; le *New-York*, qui avait filé 21 nœuds un an auparavant, avait consommé pas moins de 200^{ks} par mètre carré de grilles, sous une pression d'air de 51^{mm}.

Le tirage forcé a donc une tendance, sinon à disparaître sur les grands navires, du moins à rentrer dans des limites très modérées. Le système employé est généralement celui du refoulement d'air dans la chambre de chauffe. Le refoulement direct dans les cendriers a peu réussi dans la marine de guerre; il présente des inconvénients sur les chaudières tubuleuses où il faut prendre des précautions spéciales pour empêcher les gaz de sortir par les joints des enveloppes; les tentatives qui ont été faites sur les chaudières cylindriques n'ont peut-être pas été poussées en France avec assez de persévérance. En Angleterre, on a fait sur le *Magnificent* l'essai du système dit *induced draft*; les ventilateurs sont installés à la base de la cheminée et aspirent les gaz chauds; les résultats paraissent avoir été satisfaisants et le même système a été renouvelé sur l'*Illustrious*, construit par la maison Penn and Sons.

Les chaudières ont un rendement propre, exprimé en kilogrammes de vapeur produite par kilogramme de charbon; pour que les résultats soient comparables, il faut que la quantité d'eau soit calculée en partant d'une température initiale fixe; on peut admettre 15°. En Angleterre, on ramène la quantité d'eau vaporisée à la température de 100°; on a ainsi des chiffres plus élevés qui permettent également les comparaisons, mais qui parlent moins aux yeux puisque, pour avoir les résultats réels, il faut faire le calcul inverse. Le rendement des chaudières augmente donc avec la température de l'eau d'alimentation; il augmente même plus rapidement que la loi donnée par la Thermodynamique parce que, en même temps qu'il se fait un apport de calories, il se produit une meilleure circulation et, par suite, une plus grande vaporisation.

Pendant longtemps, les seuls réchauffeurs d'alimentation ayant véritablement donné de bons résultats ont été ceux qui employaient une partie de la vapeur des cylindres. Mais on avait fait, bien auparavant, des tentatives pour utiliser la chaleur perdue par les gaz de la cheminée; les chaudières Belleville des cuirassés type *Canopus* seront munies d'un appareil de ce genre; l'eau d'alimentation passe dans une seconde chaudière Belleville plus petite que la chaudière proprement dite et placée au-dessus de celle-ci. Comme on a enlevé, à la chaudière principale, ses deux ou trois rangées de tubes supérieurs, le poids par mètre carré de grilles et la surface totale de chauffe ont peu changé; l'économie réalisée, qui est de 10 pour 100 environ pour une combustion de 70^{kg}, dépasse 30 pour 100 à 150^{kg}.

Ce système de réchauffage paraît destiné à de nombreuses applications; son installation est facile sur les paquebots où l'espace en hauteur ne manque pas; dans les marines de guerre, son emploi est limité aux navires de fort tirant d'eau, tels que les cuirassés et les grands croiseurs, à moins que, pour les petits croiseurs, on ne trouve une autre disposition.

4. — Cuirassement.

La première subdivision adoptée dans les Tableaux joints à cette note repose sur le mode de protection des navires; il y a :

1° *Les navires cuirassés*, qui comprennent : les cuirassés de premier rang; les cuirassés de second rang et les garde-côtes; les croiseurs cuirassés.

2° *Les navires non cuirassés*, qui comprennent : les croiseurs de toutes classes; les croiseurs-torpilleurs, avisos-torpilleurs et contre-torpilleurs; les torpilleurs; les canonnières.

Les premiers ont une ceinture complète ou partielle à la flottaison; les seconds n'ont que le pont blindé qui existe d'ailleurs sur les premiers; les contre-torpilleurs et les torpilleurs seuls, sauf quelques rares exceptions, n'ont aucune protection.

Le rapport du poids de cuirasse au poids de coque va, en général, en diminuant lorsqu'on descend la gradation énoncée ci-dessus; il ne remonte que sur les garde-côtes. En France, le rapport est généralement plus fort qu'à l'étranger; ainsi l'on oscille de 0,33 sur le *Formidable* à 0,31 sur le *Gaulois*, en passant par 0,35 sur le *Masséna*. Sur les petits cuirassés, la proportion est plus forte; ainsi les cuirassements du *Terrible* s'élèvent aux 0,36 du déplacement total, et ceux du *Bouvines* aux 0,37. En Angleterre, les sacrifices faits à la protection sont sensiblement moindres : on atteint à peine 0,30 sur le *Majestic*; aux États-Unis cependant, on trouve 0,33 sur l'*Iowa*, valeur qui se rapproche de celle des cuirassés français.

Pour les croiseurs cuirassés, le rapport est généralement plus faible; mais les chiffres relatifs aux navires français figurent encore parmi les plus forts : 0,26 sur le *Charner*, qui a tout l'entrepont cellulaire blindé et qui possède

des tourelles cuirassées; 0,21 sur le *Pothuau*, où la cuirasse court aussi sur tout un entrepont et dont deux canons seulement sont en tourelles; le chiffre relatif au *Dupuy-de-Lôme* n'est que de 0,17 et s'explique, quoique la cuirasse recouvre une hauteur de deux entreponts, par ce fait que le pont blindé, qui est constitué par un triple platelage de tôles, a été compté, comme tous les platelages, dans le poids de la coque; enfin, on a 0,22 sur le *Jeanne-d'Arc*, dont l'avant est blindé jusqu'au gaillard. Aux États-Unis, on n'a que 0,19 pour le *New-York* et à peine 0,14 pour le *Brooklyn*.

Sur les croiseurs ordinaires, les poids indiqués ne comprennent que la cuirasse du pont blindé, à laquelle sont joints le blockhaus, le tube blindé et les encorbellements blindés, quand il y en a; on trouve encore 0,19 sur le *d'Entrecasteaux*, qui n'a pas été placé parmi les croiseurs cuirassés, parce qu'il n'a pas de cuirasse à la flottaison, mais seulement deux séries de tôles doubles de 10^{mm} et de 20^{mm}; on n'a plus que 0,12 sur le *Cecille*, 0,11 sur le *Suchet*, et moins de 0,08 sur le *Guichen*. Le rapport relatif au *Columbia* s'élève à 0,136.

Quant aux contre-torpilleurs et aux torpilleurs, ils n'ont, en général, aucune protection; on désigne cependant sous le nom de *contre-torpilleurs cuirassés*, les quatre contre-torpilleurs de la série *Santa-Fé*, construits chez Yarrow pour le Gouvernement brésilien, et où la région des chaudières et des machines a reçu une tôle en acier durci de 12^{mm},7 d'épaisseur.

La raison des plus grands poids de cuirasses trouvés dans les cuirassés de la marine française réside dans ce fait qu'on y est toujours resté fidèle au principe de la cuirasse ceinture complète. En Angleterre, aux États-Unis, en Italie, on s'est généralement contenté de la ceinture partielle, et l'on ne paraît pas s'être préoccupé beaucoup des dangers que peut courir le bâtiment par suite de l'ouverture d'une brèche à l'avant, surtout par le feu des pièces d'artillerie moyenne. En France, on estime que, dans ces conditions, la stabilité et la liberté des mouvements risquent trop d'être compromises pour admettre le décuirassement partiel.

Sur le *Collingwood*, la cuirasse ne s'étend pas sur la moitié de la longueur; sur le *Royal-Sovereign* et le *Majestic*, on l'a portée aux deux tiers. En Italie, le *Lepanto* a débuté par un entrepont cellulaire non protégé, avec pont blindé sous-marin; le type a été transformé et a donné la *Sardegna*, où la cuirasse ceinture règne sur les deux tiers de la longueur; enfin, l'Italie vient d'adopter la ceinture complète sur le croiseur *Carlo-Alberto* et sur les cuirassés du type *Emmanuele-Philiberto*. En Allemagne, on a toujours adopté la ceinture complète jusqu'au type *Kaiser-Friedrich III*, qui ne sera blindé que sur les $\frac{1}{2}$ de la longueur. En Autriche, le *Kronprinz-Herzog-Rudolph* est blindé sur la moitié de la longueur environ. Aux États-Unis, le rapport de la longueur de la cuirasse à la longueur totale, qui est de 0,56 sur l'*Indiana*, a été ramené à 0,51 sur l'*Iowa*, mais il a été accru sur les cuirassés type *Kearsage*, où la cuirasse court de l'étrave à l'arrière de la tourelle arrière; sur les monitors, la cuirasse et le pont blindé forment un caisson qui s'étend sur toute la lon-

gueur. Enfin, tandis qu'en Italie on vient d'adopter la ceinture cuirassée complète, en Russie on abandonne ce système, qui avait été appliqué sur l'*Alexander*, sur l'*Amiral-Nachimoff*, etc., pour ne mettre qu'une ceinture partielle au *Tria-Sviatitèlia* et au *Sissoï-Veliky*.

La tranche de la flottaison et celle qui s'élève au-dessus ont un besoin d'autant plus grand d'être protégées par un cloisonnement cellulaire que la cuirasse qui recouvre la muraille est plus vulnérable. Quoi qu'il en soit, les cloisons de la tranche cellulaire reposent toujours sur un pont blindé qui protège les organes vitaux. Il y a tout intérêt à placer ce pont blindé le plus bas possible, et c'est ce qu'on a compris sur l'*Italia*, en 1876, et sur les autres navires italiens qui sont dérivés du premier. Sur les cuirassés à ceinture complète, comme le *Formidable*, le *Gaulois*, le *Brandenburg*, le pont blindé aboutit au can supérieur de la cuirasse; sur les cuirassés à ceinture partielle, il aboutit au can supérieur de la redoute sur toute la longueur de celle-ci; mais au delà il passe au can inférieur et, partant des traverses blindées, il s'étend sous l'eau jusqu'aux extrémités. Sur les croiseurs cuirassés, le pont blindé aboutit généralement au can inférieur de la cuirasse, surtout lorsque celle-ci règne sur toute la longueur.

Depuis la mise en chantier des cuirassés type *Majestic*, un autre système de protection pour les cuirassés a été inauguré en Angleterre et mérite un sérieux examen; le pont blindé, qui, jusqu'alors, aboutissait au can supérieur, a été abaissé en abord au can inférieur; la cuirasse elle-même qui avait, sur le *Royal-Sovereign*, 2^m, 58 de haut sur 460^{mm} d'épaisseur maximum, est passée, sur le *Majestic*, à une hauteur de 4^m, 50 avec une épaisseur de 234^{mm} seulement; cette épaisseur, qui, au premier abord, paraît bien réduite, est, en somme, renforcée, en abord, par les 100^{mm} du pont, incliné à 45° environ, ce qui permet d'estimer que l'ensemble équivaut, contre des obus de rupture, à une épaisseur totale de 38^{cm} environ. Cette disposition, qui a été renouvelée sur le *Renown* et adoptée également sur les nouveaux cuirassés type *Canopus*, mérite d'être signalée comme représentant une évolution importante dans le système de protection des cuirassés; on paraît, en effet, s'être soucié surtout d'arrêter les projectiles à grande capacité d'explosifs tout en conservant encore, contre les obus de rupture proprement dits, une protection sérieuse (1).

Il faut reconnaître que l'Italie, à une époque où l'on ne parlait pas encore des projectiles à grande capacité d'explosifs, avait déjà la ceinture plus ou moins partielle et le pont sous-marin. En 1888, en effet, la marine italienne conservait sur le *Re-Umberto*, qui tient à la fois d'un cuirassé et d'un croiseur, le pont sous-marin de l'*Italia*, avec une épaisseur de 75^{mm}, et ajoutait une ceinture de 100^{mm} sur les deux tiers de la longueur. L'adoption du type *Emmanuele-Philiberto*, où le pont, en forme de dos d'âne, a 40^{mm} et 80^{mm} d'épaisseur, et où la ceinture cuirassée a 250^{mm} sur toute la longueur, n'est

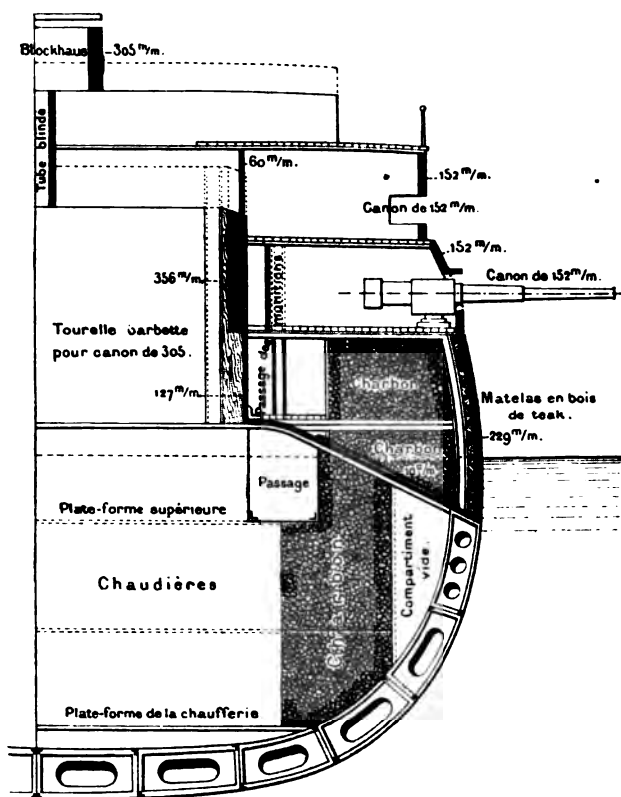
(1) La cuirasse ceinture de la flottaison n'a que 152^{mm} sur le *Canopus*.

donc, en définitive, que la continuation d'une tradition dont on était satisfait et qui n'a été légèrement modifiée que pour faire face à des nécessités nouvelles.

En France, le système a été proposé dès 1891; si on l'avait adopté à cette époque, nous aurions eu alors une avance de plusieurs années sur toutes les marines.

La figure ci-dessous représente le système de protection du *Prince-George*, du type *Majestic*; on a réuni sur une seule coupe : la coupe au maître, la coupe par le travers du blockhaus et la coupe par l'axe d'une tourelle.

Fig. 1. — *Prince-George*.



Avant la cuirasse de la flottaison, le pont blindé avait déjà reçu des dispositions permettant d'arrêter plus efficacement les projectiles à grande capacité d'explosifs; le pont pare-éclats qui, sur presque tous les navires, accompagne le pont blindé et qui n'était, au début, formé que d'un platelage simple, a reçu ensuite des plaques de blindage, comme sur le cuirassé français le *Bouvet*, ou bien on l'a renforcé par un second plan de tôles, comme sur le *Masséna* et sur les cuirassés type *Gaulois*.

D'un autre côté, le pont blindé lui-même forme pare-éclat par rapport à la cuirasse légère des œuvres mortes que l'on rencontre à bord de tous les nouveaux cuirassés français. Cette cuirasse, qui court sur toute la hauteur du cloisonnement de cofferdam régnant au-dessus du pont blindé, n'a pas plus de 1^m,10 à 1^m,20 de haut. Ce commencement de cuirassement des œuvres légères a pour objectif principal la protection de la stabilité; dans les navires récents, on a augmenté sa hauteur pour arriver jusqu'à l'entrepont des gaillards inclusivement; cette cuirasse des œuvres légères protège ainsi l'artillerie moyenne et forme, avec des cloisons transversales, une redoute blindée. Ce système, qui avait déjà reçu un commencement d'application en Angleterre à bord du *Royal-Sovereign*, a eu son plein développement sur les cuirassés type *Majestic*, *Renown* et *Canopus*. Pour revenir au *Majestic*, par exemple, ce blindage léger a 152^{mm} d'épaisseur ⁽¹⁾; il part de la cuirasse de la flottaison déjà signalée et s'étend sur une hauteur de 2^m,90. Sur l'*Emmanuele-Philiberto*, on trouve également cette cuirasse légère sur toute la hauteur de la batterie.

En France, le système adopté sur le *Gaulois* est moins complet, puisqu'il reste un espace de plus d'un entrepont entre la ceinture de cofferdam et la redoute blindée. On trouve par ailleurs la même disposition sur d'autres cuirassés récents, comme le *Tria Sviatitelia*. On trouve au contraire la cuirasse des œuvres légères continue, depuis la ceinture jusqu'en haut, sur le garde-côtes autrichien *Wien* et sur le cuirassé russe *Sissoï-Veliky*.

Comme complément de protection des œuvres légères, il suffit de rappeler ce qui a été indiqué plus haut. Les avants, complètement décuirassés, sont exposés à être vite démolis par l'artillerie moyenne, et les navires à se trouver dans une situation très critique, où le danger le moins grave est certainement celui de ne plus pouvoir avancer ni évoluer. En France, ainsi que je l'ai rappelé, les idées en cours sont très arrêtées sur ce point; la cuirasse de cofferdam du *Jauréguiberry* a été relevée à l'avant dans cette intention, et la cuirasse du *Jeanne-d'Arc* s'élève dans cette région jusqu'au gaillard. Il convient de remarquer qu'en Angleterre cette critique n'a pas passé inaperçue, mais le remède employé sur le *Majestic*, qui consiste à recouvrir les extrémités décuirassées d'un plan de bois de 3^m,60 de haut, ne permet de résister qu'aux petits projectiles ⁽²⁾.

Parmi les blindages des navires de guerre, il en est sur l'épaisseur desquels il paraît important de ne pas prendre de demi-mesures; ce sont ceux qui protègent la *direction du navire au combat*, c'est-à-dire le blockhaus qui abrite le commandant et les transmetteurs d'ordres principaux, et le tube blindé qui conduit les transmissions jusqu'au pont blindé. Sur les gros cuirassés surtout,

(1) Il n'a plus que 127^{mm} sur le *Canopus*.

(2) Les cinq cuirassés type *Canopus*, au lieu d'avoir à l'avant ce doublage en bois de 230^{mm} d'épaisseur, recevront un blindage en *nickel-acier* de 51^{mm}.

les épaisseurs admises, qui n'étaient souvent que des épaisseurs de forte tôle-rie, se sont élevées, pour les blockhays, à la valeur de celles des tourelles; on a, en effet, 356^{mm} sur le *Majestic* et 305^{mm} sur le *Renown* pour la marine anglaise; on trouve un peu moins dans les autres marines qui se contentent, soit de 220^{mm} sur le *Jauréguiberry*, soit de 280^{mm} sur le *Kaiser-Friedrich III*, soit de 244^{mm} sur l'*Iowa*, ou enfin de 230^{mm} sur le *Sevastopol*.

En Angleterre, où le cuirassement reçoit en général une fraction du poids total moins grande qu'en France, on a donc fait, par contre, des sacrifices de poids plus considérables pour la conservation des organes de commande et de ceux qui les manipulent. On a même été jusqu'à prévoir à l'arrière un second poste, un peu moins cuirassé, il est vrai, mais qui a encore 76^{mm} sur le *Majestic* et sur le *Renown*.

La protection de l'artillerie proprement dite a subi d'importantes modifications, aussi bien en ce qui concerne l'artillerie légère que la grosse artillerie. Dans les grosses tourelles, la partie fixe a toujours reçu un blindage épais; les réductions d'épaisseur que l'on constate sont le résultat des progrès de la métallurgie plutôt que d'une diminution de protection qu'on a voulu s'imposer. Avec le harweyage, qui a fait accepter de fortes réductions d'épaisseurs, on a encore de 350^{mm} pour les tourelles de 305 du *Majestic*, 350^{mm} pour celles du *Gaulois*. On tombe à 250^{mm} pour celles de 240^{mm} du *Friedrich-der-Grosse*, et à 254^{mm} pour les tourelles de 254^{mm} du *Renown*, parce qu'on proportionne la protection à la valeur du calibre employé. Sur le *Gaulois*, nous avons encore 270^{mm} pour les parties fixes des tourelles.

La protection donnée aux parties mobiles a varié dans des limites beaucoup plus grandes, et surtout en sens inverse; partis d'une épaisseur relativement faible dans les tourelles barbottes, où l'on n'avait comme objectif que la protection des servants et des appareils de manœuvre contre le tir des hunes, on est arrivé, petit à petit, à des parties mobiles aussi épaisses, et même plus épaisses que les parties fixes; cette épaisseur a quelquefois été portée, pour des raisons d'équilibrage de poids, à des valeurs plus fortes dans les parties qui sont le moins exposées aux coups des projectiles.

Les tourelles fermées se sont généralisées en France plus vite que partout ailleurs; on relève dans leurs parties mobiles des épaisseurs très fortes qui ne sont descendues, sur le *Gaulois* par exemple, qu'à 320^{mm}, sans compter le platelage.

L'Angleterre a peu d'exemples de cuirassés à tourelle fermée, en dehors des navires construits bien avant l'époque dont nous nous occupons; le type de tourelles du *Monarch*, de l'*Inflexible*, etc., a encore fait son apparition en 1887 sur le *Sans-Pareil* et sur le *Nile* et, en 1891, sur le *Hood*; sur ce dernier, les parties mobiles ont 425^{mm} d'épaisseur.

La protection donnée aux canons de l'artillerie moyenne est actuellement, d'une manière générale, celle que l'on a vue à propos du réduit blindé. Au-

trefois, au contraire, les canons en batterie n'avaient aucune protection comme sur les cuirassés type *Marceau*, *Collingwood*, pour ne citer que ceux-là. En France, où l'emploi de la tourelle fermée a été étendu à l'artillerie de 138^{mm}, 6 des cuirassés *Carnot*, *Jauréguiberry*, *Charles-Martel*, etc., on trouve une épaisseur de blindage de 100^{mm}.

On se rend compte du poids considérable que prennent les blindages d'une tourelle de gros calibre ; ce poids dépasse 600 tonnes pour une tourelle de 305 à canons jumelés. Si l'on pèse d'un côté le nombre de coups que peut envoyer à l'heure un de ces canons, avec le chiffre total que son installation complète coûte au déplacement, on conçoit que l'on ait hésité, dans ces derniers temps, à s'imposer un pareil poids pour une pièce dont le tir ne sera peut-être pas réglé lorsque l'artillerie à tir rapide sera entrée déjà énergiquement en action. D'un autre côté, les canons de l'artillerie moyenne donnent, à poids égal prélevé sur le déplacement, une puissance de feu beaucoup plus considérable. On a donc adopté à la fois la réduction des calibres et la réduction des épaisseurs de tourelles, ainsi qu'on vient de le voir, sur le *Renown*, le *Kaiser-Friedrich-der-Grosse*, l'*Emmanuele-Philiberto*.

Pour terminer ce qui a trait à la cuirasse, je ne dirai qu'un mot sur les perfectionnements de l'industrie des plaques de blindage, en parlant du dernier progrès, qui est le harweyage. Les plaques compound, que l'on trouve encore sur des navires assez récents, tels que le *Siegfried*, le *Nile*, le *Pamyat-Azova*, ont été abandonnées définitivement pour être remplacées par l'acier ordinaire et le nickel-acier, puis par l'acier cimenté. Ces plaques, qui ont été durcies superficiellement, ne présentent plus l'inconvénient de se dédoubler au choc des projectiles. L'emploi des plaques harweyées est limité cependant par la nature de leurs dimensions et de leur tracé, à cause des déformations qui se produisent pendant l'opération de la cémentation ; leur emploi peut être aussi plus ou moins étendu, suivant qu'elles doivent être appliquées sur un platelage en tôle ou sur un doublage en bois ; on conçoit en effet qu'avec le doublage en bois on puisse tolérer des défauts qui sont inadmissibles avec la tôle. Les formes simples, à une seule courbure, comme les surfaces cylindriques ou coniques, se prêtent mieux à la cémentation que les formes contournées ; c'est pour cette raison, et pour des raisons d'usinage, qu'on a donné à la surface extérieure de la cuirasse ceinture de l'*Iowa* la forme d'un cylindre à génératrices verticales, tandis que la cuirasse de cofferdam est à génératrices horizontales. Lorsqu'on ne peut employer le harweyage, on revient naturellement aux plaques en acier ordinaire ou en acier au nickel. En Amérique, on fait usage aussi du nickel-acier harweyé à 3,5 pour 100 de nickel environ.

Les premiers essais de tir effectués ont accusé des résistances considérables qui ont fait adopter des diminutions d'épaisseur peut-être un peu fortes : les chiffres de 20 pour 100 et même de 30 pour 100 paraissent avoir été prématu-

rés à une époque où les résultats du tir étaient très divergents suivant le cas de la pénétration complète ou partielle (¹).

Actuellement, en Amérique surtout, on refaçonne les plaques cimentées pour les ramener aux formes primitives; mais cette opération est délicate, si l'on ne veut pas diminuer par trop l'intensité de la cémentation. Après ce second forgeage, les plaques sont trempées.

Enfin l'emploi des plaques harweyées a permis, dès le début, de constater, dans les installations générales des navires, une difficulté nouvelle : il est impossible de fixer des objets sur la surface durcie parce que l'outil n'attaque pas le métal; il faut avoir, auparavant, détruit la cémentation à l'emplacement des trous à percer. On emploie pour cela des appareils qui sont destinés à produire un recuit local; en Amérique, on a appliqué, pour l'*Iowa*, l'appareil de la Compagnie Thomson-Houston qui est basé sur l'emploi de courants alternatifs à grande intensité et dont l'usage s'est introduit en Europe.

IV. — Artillerie et torpilles.

Artillerie. — L'histoire du duel entre le canon et la cuirasse s'est accrue, dans le cours de ces dernières années, d'un chapitre important dont les dernières lignes ne sont pas encore écrites; ce chapitre, qui est celui de l'*Artillerie à tir rapide*, présente comme dernière actualité la question des *obus à grande capacité d'explosifs*. On pourrait mettre en parallèle dans deux colonnes, d'un côté les perfectionnements successifs de l'artillerie, de l'autre les transformations correspondantes de la protection; quoique les moyens mis en jeu dans celle-ci soient le résultat de l'offensive prise par ceux-là, j'ai cru utile de commencer par la protection, parce qu'elle se rattachait davantage à l'étude de la coque proprement dite, et aussi parce qu'un changement dans le mode de protection provoque à son tour un effort nouveau de la part du canon.

Au point de vue des dispositions générales du bord, de profondes modifications ont été apportées dans la répartition des pièces, c'est-à-dire dans les moyens employés pour procurer une grande puissance de feu dans toutes les directions. En ce qui concerne la protection elle-même, on a vu qu'en définitive on faisait un retour marqué vers le système de l'ancienne frégate cuirassée. Sur celle-ci, l'objectif principal était la protection des batteries et du personnel; mais l'obus de rupture, qui est venu ensuite viser plus spécialement la flottabilité, a conduit à tout sacrifier à la protection de la ligne de

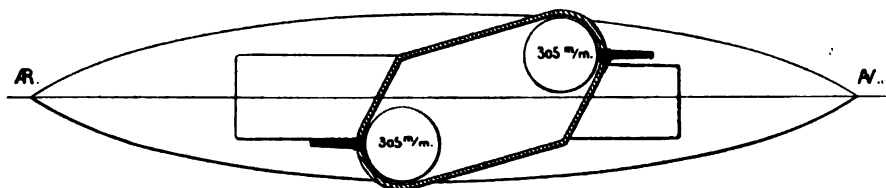
(¹) Actuellement, cependant, la réduction de 30 pour 100 parait justifiée par plusieurs essais et, en particulier, par les tirs tout récents (16 et 17 septembre 1896) exécutés sur une plaque Witkowitz de 220^{mm}; cette plaque a résisté à un projectile Streichen de 150^{mm}, pesant 45^{kg}, 5 à la vitesse de 673^m.

Il convient d'ajouter qu'une seconde plaque de même épaisseur, mais au *nickel acier homogène*, a résisté à un projectile de même calibre et de même poids, tiré à la vitesse de 677^m.

flottaison. Puis, l'objectif de l'artillerie est remonté vers les œuvres mortes pour la raison bien simple que, si l'artillerie est mise hors de combat, on aura peu à craindre d'un adversaire qui ne disposera probablement plus que d'un éperon peut-être bien endommagé; c'est alors que, pour protéger les entreponts contre l'artillerie à tir rapide et arrêter l'effet des explosifs puissants, on est revenu à la protection des hauts; on a d'ailleurs assuré à la flottaison une protection suffisante par une utilisation plus ingénieuse des blindages; le système adopté sur le *Magnificent* et sur l'*Emmanuele-Philiberto* représente ce qu'on a fait de plus récent dans cette voie.

L'historique de la cuirasse est donc, en quelque sorte, celui de l'artillerie. Rappelons maintenant de quelle façon les choses ont été pratiquement réalisées. Les dispositions diverses de la grosse artillerie se sont finalement résumées en une seule, qui est devenue générale : c'est celle des tourelles dans l'axe, avec canons simples ou doubles. Cette disposition, qui est depuis longtemps une des caractéristiques principales des cuirassés anglais (à l'exception du type *Impérieuse*) et des navires italiens, est celle qui se prête le mieux à l'installation de l'artillerie de moyen calibre. Les canons en tourelle reposant sur une redoute en forme de losange, comme sur le *Colossus*, l'*Italia* ou l'*Andrea-Doria*, ont eu leur dernière application sur le *Texas*.

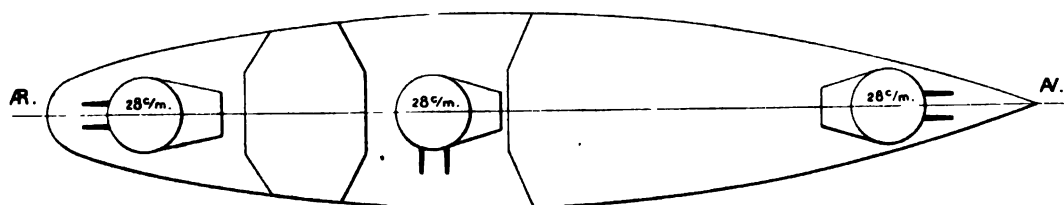
Fig. 2. — *Texas*.



En France, après les cuirassés à réduit du type *Courbet*, après les cuirassés à trois tourelles du type *Formidable*, après enfin la disposition de l'*Amiral-Duperré*, reproduite sur les cuirassés de croisière du type *Duguesclin*, on s'est fixé pendant quelque temps à la disposition en losange du *Marceau*, pour arriver finalement, sur le *Gaulois*, aux tourelles dans l'axe.

En Allemagne, la disposition des cuirassés type *Brandenburg*, où l'on

Fig. 3. — *Brandenburg*.

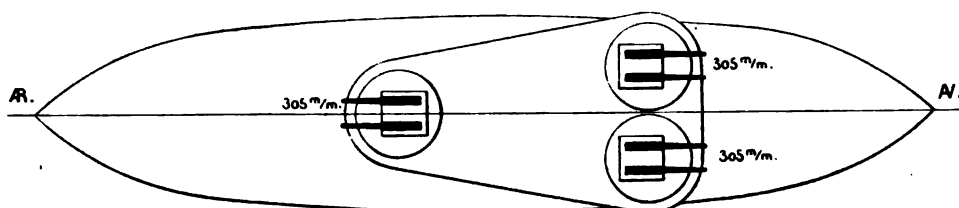


retrouve celle du *Formidable*, mais avec canons jumelés, a été abandonnée sur le *Kaiser-Friedrich III*, qui reproduit celle des cuirassés anglais; quant

à la série des petits garde-côtes, depuis le *Siegfried* jusqu'à l'*Odin*, elle représente celle de nos cuirassés type *Duguesclin*, mais avec une seule tourelle dans l'axe, à l'arrière.

La Russie donne, avec les cuirassés type *Sinope*, un modèle de trois tou-

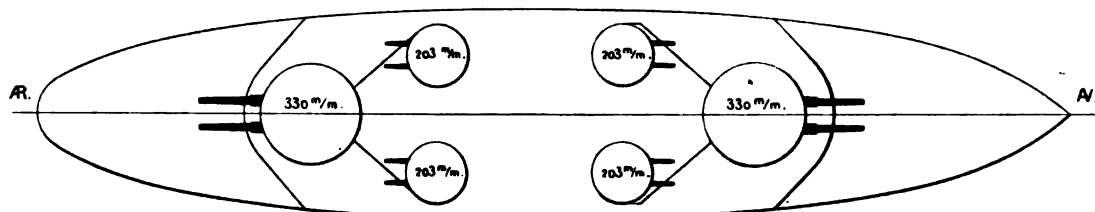
Fig. 4. — *Sinope*.



relles, avec canons jumelés, dérivé de l'*Amiral-Duperré*, mais où les trois tourelles sont enfermées dans un réduit triangulaire; actuellement, le *Sébastopol* et le *Sissoï-Veliky* ont les tourelles avec canons doubles dans l'axe.

Les États-Unis ont introduit, avec le type *Indiana*, un système de grosse

Fig. 5. — *Indiana*.



artillerie d'une puissance considérable, mais qui n'a pas été renouvelé sur les cuirassés suivants.

L'artillerie moyenne et légère a, de son côté, pris une extension de plus en plus grande que justifie la puissance considérable de feu donnée par la rapidité de son tir. Sur les cuirassés, la batterie du *Marceau*, qui ne permet que le tir par le travers, a été abandonnée presque partout pour la disposition des canons en redents dont le *Sfax* représente une des premières applications, et le *Jeanne-d'Arc*, ou le *Kaiser-Friedrich III*, le dernier et le plus grand développement.

La tendance actuelle dans les dispositions générales de l'artillerie est donc bien nette; le tir en chasse s'est développé, sans nuire en rien à la puissance de feu par le travers; il y a là une marche tout à fait semblable à celle qu'a suivie la protection, où les coups d'enfilade ont été pris de plus en plus en sérieuse considération. En Angleterre, cependant, pour l'artillerie comme pour la protection, l'attaque en pointe ne paraît pas avoir été envisagée aussi sérieusement qu'en France ou qu'en Allemagne. On peut même remarquer à ce sujet, d'une manière générale, que le mode de protection que l'on adopte

est disposé en vue d'un ennemi qui aurait des moyens d'attaque semblables à ceux que l'on possède, et que l'on se préoccupe généralement beaucoup moins de l'adversaire probable avec lequel on aura à se mesurer. On sait d'ailleurs très bien que, à défaut d'autres informations, le système de protection qu'un adversaire éventuel prépare pour sa défense donne la mesure la plus exacte de la puissance de l'arme dont il dispose. Dans ces conditions, c'est celui qui possède la meilleure artillerie qui doit posséder la meilleure protection, ce qui fait que la supériorité de l'armement procure le double avantage d'être le mieux disposé à la fois pour l'attaque et pour la défense.

Telles sont les grandes lignes qui caractérisent l'installation générale de l'artillerie à bord. Comme dispositions particulières, il faut citer tout d'abord celle des canons jumelés, qui se trouve presque universellement adoptée pour les gros calibres. On reconnaît généralement, parmi les avantages qui résultent de cette disposition, l'économie de poids qui provient du groupement de deux canons en une seule tourelle, et la plus grande puissance de feu que cette disposition donne pour le tir par le travers; mais ces avantages ne paraissent pas être compensés par le danger auquel on se trouve exposé d'avoir deux canons paralysés d'un seul coup, surtout si l'on tient compte qu'en définitive la puissance de tir ne doit pas être estimée à beaucoup plus qu'une fois et demi celle d'un seul canon, tandis que le poids varie presque dans la même proportion. Une tourelle de 305^{mm} avec canon seul peut être estimée à 550 tonnes environ, et une tourelle double ne monte pas à moins de 730 tonnes.

Quoi qu'il en soit, à moins de diminuer de moitié le nombre de pièces de la grosse artillerie, la disposition des tourelles jumelées s'impose actuellement par la nécessité de placer convenablement l'artillerie moyenne. Celle-ci est généralement disposée en batterie ou plutôt en réduits comme sur le *Gaulois*, le *Renown*, le *Sissoi-Veliky*, l'*Emmanuele-Philiberto*. On trouve en France, à bord des cuirassés comme le *Lazare-Carnot* ou le *Bouvet*, une disposition d'artillerie moyenne en tourelles fermées qui n'a pas été imitée ailleurs; le poids consacré ainsi à un seul canon est assez considérable, et l'on paraît avoir préféré, dans les autres marines, consacrer le même poids à un plus grand nombre de pièces en réduits ou sans protection sérieuse. Ce moyen de comprendre le tir rapide est peut-être plus sage que celui qui consiste à augmenter, au delà des limites que permet la précision du tir, ce qu'on pourrait appeler le *débit en projectiles par unité de section d'écoulement*. Le procédé qui consiste, pour avoir un plus grand débit, à augmenter surtout le nombre de bouches à feu n'exclut d'ailleurs pas, pour un moment donné, l'accroissement de la vitesse du tir.

Une disposition, qui réunit encore davantage toutes les critiques de la tourelle double, est celle des tourelles superposées du *Kearsage*; les discussions assez chaudes qui ont eu lieu au *Navy department* à Washington, entre le bureau de l'Artillerie et celui des Constructions navales, ont donné lieu de part

et d'autre à la production de nombreux arguments en faveur du système ou contre son adoption : d'un côté, on trouve l'économie de poids, la facilité de

Fig. 6.

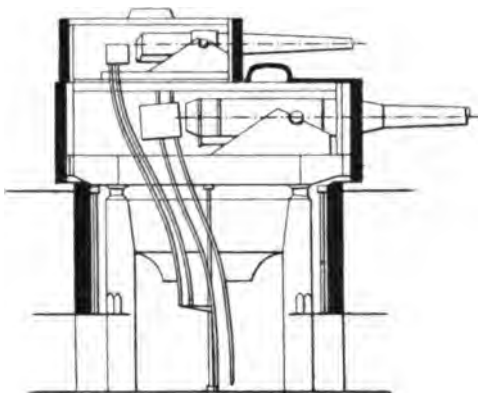
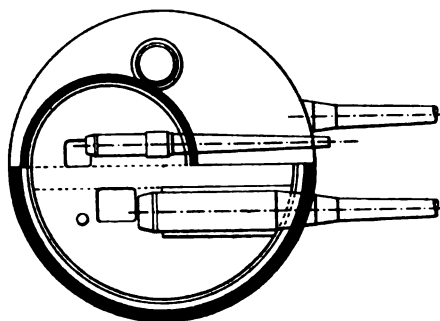


Fig. 6 bis.



balancer la tourelle, la protection donnée aux munitions des canons de la tourelle supérieure, etc.; de l'autre, on voit surtout l'inconvénient d'avoir quatre pièces immobilisées d'un seul coup. Finalement, les raisons de l'Artillerie ont eu gain de cause pour les deux cuirassés du type *Kearsage*; puis le temps a mûri les arguments contraires et il a été décidé que les trois cuirassés du type *Alabama*, qui vont être mis en chantier, ne recevront pas de tourelles superposées.

Après cet examen sommaire de la disposition de l'artillerie à bord, il resterait à parler des canons eux-mêmes. Le Tableau ci-dessous donne les dimensions principales de quelques pièces.

Artillerie en usage en 1886.		ANGLETERRE.			ALLEMAGNE.			ITALIE.			RUSSIE.			ETATS-UNIS.		
Calibre en millimètres.....	332	233	152		305	240	150	87	430	120	75	305	152	203	152	127
Poids de la pièce.....	67 ¹²	22 ¹²	5 ¹²		35 ¹² , 4	18 ¹² , 7	4 ¹² , 4	0 ¹² , 44	104 ¹²	1 ¹² , 20	0 ¹² , 290	42 ¹² , 7	4 ¹² , 07	2 ¹² , 3	4 ¹² , 58	2 ¹² , 77
Longueur d'âme en calibres.....	»	»	»		18,9	26,1	27,2	21,4	28,0	20,2	20,7	»	24,9	30,3	31,0	30,6
Longueur totale.....	10 ^m , 30	6 ^m , 63	4 ^m , 16		6 ^m , 70	7 ^m , 20	4 ^m , 42	1 ^m , 64	»	2 ^m , 59	0 ^m , 914	9 ^m , 14	4 ^m , 27	6 ^m , 53	4 ^m , 97	4 ^m , 56
Poids du projectile.....	»	172 ^{kg}	45 ^{kg}		328 ^{kg}	215 ^{kg}	51 ^{kg}	»	81 ^{kg} , 7	14 ^{kg}	4 ^{kg}	344 ^{kg}	54 ^{kg}	113 ^{kg}	45 ^{kg}	27 ^{kg}
Vitesse initiale.....	597 ^m	628 ^m	585 ^m		524 ^m	506 ^m	494 ^m	469 ^m	615 ^m	424 ^m	406 ^m	597 ^m	»	640 ^m	610 ^m	594 ^m
Calibre en millimètres.....	365 (1)	254	152 Tr. (1)		»	240	»	»	»	120 Tr.	»	203	152	203	152 Tr.	127 Tr.
Poids de la pièce.....	46 ¹²	29 ¹²	7 ¹²		»	25 ¹² , 4	»	»	»	2 ¹² , 5	»	13 ¹² , 64	6 ¹² , 26	15 ¹²	6 ¹² , 16	3 ¹² , 15
Longueur d'âme en calibres.....	35,4	32,0	40,00		»	»	»	»	»	40	»	35	35	40	40	40
Longueur totale.....	11 ^m , 30	9 ^m , 19	6 ^m , 33		»	9 ^m , 60	»	»	»	4 ^m , 93	»	7 ^m , 11	5 ^m , 35	8 ^m , 75	6 ^m , 50	5 ^m , 31
Poids du projectile.....	386 ^{kg}	227 ^{kg}	45 ^{kg}		»	215 ^{kg}	»	»	»	20 ^{kg} , 5	»	40 ^{kg}	33 ^{kg} , 3	113 ^{kg}	45 ^{kg} , 4	22 ^{kg} , 7
Vitesse initiale.....	732 ^m	622 ^m	670 ^m		»	630 ^m	»	»	»	542 ^m	»	586 ^m	634 ^m	656 ^m	656 ^m	646 ^m

(1) Foré en fil d'acier.

Ce Tableau permet de voir l'encombrement qu'ont pris les pièces nouvelles, surtout si l'on tient compte du grand champ de tir qu'il faut leur donner.

Mais il n'est pas du cadre de cette étude d'entrer dans le détail des pièces; on se bornera donc seulement à rappeler qu'il existe depuis quelques années, en Angleterre, un système de frettage qui a fait l'objet de recherches assez anciennes, mais qui n'avait pas encore reçu d'application : c'est le frettage en fil d'acier, qui a été adopté pour les canons de 305^{mm} et de 152^{mm}. Il y aurait beaucoup à dire sur les nouveaux systèmes de culasses qui ont été disposées principalement en vue d'une fermeture rapide, sur les dispositions nouvelles des affûts, sur les modèles de freins et de récupérateurs, etc.

Enfin, on rappellera que l'artillerie à tir rapide s'est, petit à petit, étendue des calibres légers aux calibres moyens et que, dans le courant de cette année, elle s'est étendue aux gros calibres avec le modèle de canon de 24^{cm} qui vient d'être adopté en Allemagne pour les nouveaux navires mis en chantier.

Manœuvre des tourelles. — On a déjà dit un mot plus haut sur les tourelles barbottes et sur les tourelles fermées. Au point de vue de la protection, on a vu que ces deux systèmes se distinguent l'un de l'autre en ce que, dans le premier, le canon tire par-dessus un parapet fixe; dans le second, la cuirasse correspondant au parapet tourne avec le canon. Au point de vue du service des pièces, la différence est marquée par ce fait que, dans la tourelle barbette, on trouve généralement un système de hissage des munitions fixe, dans la tourelle fermée un système qui tourne avec elle; dans la première, on n'effectue le chargement que dans une seule position; dans le second, il s'exécute dans toutes les positions. Telle était du moins la différence qui existait entre ces deux systèmes de tourelles, différence qui a disparu depuis longtemps en France sur le *Marceau* où, avec des tourelles barbottes, on a installé un dispositif spécial permettant de charger les pièces de 34^{cm} dans toutes les positions, différence qui a disparu depuis un an à peine en Angleterre avec le *Prince-George*; sur le cuirassé du même type le *Majestic*, on avait encore le système de chargement dans une seule position.

On a vu d'ailleurs qu'au point de vue de la disposition de la protection, la différence entre les deux systèmes de tourelles est devenue également moins accentuée au fur et à mesure que les blindages mobiles sont devenus plus épais, et que l'on a pris des mesures pour équilibrer les tourelles. Les tourelles fermées de 305^{mm} du *Jauréguiberry* et du *Gaulois*, pour ne citer que celles-là en France, les tourelles barbottes des cuirassés type *Majestic*, *Renown*, etc. en Angleterre, sont équilibrées.

La manœuvre des tourelles s'est faite généralement à la presse hydraulique jusqu'au moment où les chantiers français ont montré, en 1891, la possibilité d'employer l'électricité; le croiseur cuirassé chilien *Capitan-Prat*, a reçu le premier cette installation dont la première application, dans la marine française, a été le *Latouche-Tréville*.

Depuis lors, l'emploi de l'électricité s'est généralisé, d'abord en France, où l'on en fait l'emploi exclusif à bord des cuirassés type *Gaulois*, puis en Allemagne, à bord des cuirassés type *OEGir*, et sur les nouveaux navires que l'on vient de mettre en chantier. Aux États-Unis, où l'on employait généralement la vapeur, on a décidé, au commencement de 1896, d'adopter l'électricité sur le *Brooklyn*, mais pour la moitié seulement des tourelles. On signale, il est vrai, l'essai de l'air comprimé à bord du *Monterey*, mais les inconvénients de ce système limiteront probablement son développement ⁽¹⁾.

Pour le service des pièces d'artillerie moyenne et légère, on a peut-être, dans le début, donné un développement un peu rapide aux installations mécaniques; l'usage des moteurs à vapeur ne laisse pas d'être une source, soit de complications pour les installations en général et l'habitabilité en particulier, soit de dangers par son tuyautage de vapeur. En Angleterre, on paraît avoir voulu s'en tenir plus sagement aux procédés rudimentaires des manœuvres à bras. Cependant, l'adoption de l'électricité est venue, sur ce point aussi, apporter ses commodités, et la manœuvre mécanique pourra prendre un nouvel essor sans apporter avec elle les défauts qu'on pouvait lui reprocher avec la vapeur.

Il ne reste plus qu'un mot à dire sur les munitions. La puissance du tir d'une pièce est généralement estimée, d'un côté par la pénétration d'un de ses projectiles dans les plaques de blindage, de l'autre, par le nombre de coups qu'elle peut tirer à la minute; on connaît les formules de perforation des plaques, on peut ainsi apprécier la puissance du tir avec obus de rupture. Mais s'il s'agit d'obus à explosifs puissants, le but du tir n'est plus que de transporter, à un endroit déterminé, le plus grand volume possible d'explosif; la puissance d'une pièce ne paraît ainsi pouvoir être appréciée que par la vitesse du tir qu'elle fournit et par le volume du projectile que l'on peut représenter par le cube du calibre; la vitesse initiale n'intervient plus ici qu'indirectement pour estimer soit les qualités balistiques de la pièce, soit la possibilité de traverser, sans éclatement, les revêtements blindés.

Le problème qui se pose pour l'artillerie à tir rapide et les obus à grande capacité d'explosifs diffère donc de celui qui se pose pour l'artillerie de perforation. Il s'agit de savoir si, étant donné un canon d'un calibre a , dont les projectiles traversent une certaine épaisseur de cuirasse sans éclater, il y a avantage à remplacer plusieurs de ces canons par un seul canon qui aurait, avec ses munitions, le même poids que les autres réunis :

Soit λ le rapport des calibres des deux espèces de pièces; si l'on admet, pour fixer les idées, que le rapport du poids des pièces des deux calibres est égal à λ^3 , il faudra λ^3 canons du premier calibre pour peser autant que le

⁽¹⁾ Le croiseur anglais *le Terrible* est, d'après les publications anglaises, le premier navire de ce pays qui ait reçu, pour les gros calibres, le système complet de pointage, de hissage des munitions, etc. à l'électricité.

second; la puissance du tir à la minute des premiers est proportionnelle à

$$\lambda^2 \times n \times a^2,$$

n étant le nombre de coups que peut tirer une des pièces par minute; celle du second est proportionnelle à

$$n'(\lambda a)^2,$$

n' étant le nombre de coups par minute que peut tirer la seconde pièce; le rapport des puissances de feu est égal à

$$\frac{n}{n'}.$$

L'avantage resterait donc au calibre minimum *pour une épaisseur de blindage donnée, à partir du calibre qui assure la perforation sans éclatement préalable*; on comprend cependant que l'on ne s'en tienne pas au plus petit calibre et que l'on pense à prévoir le cas où les projectiles n'arrivent pas normalement.

On voit donc pourquoi, depuis le développement de l'artillerie moyenne, le revêtement complet des œuvres légères s'est imposé sur les navires modernes, et combien il est important de provoquer, avant pénétration, l'explosion des projectiles à explosifs puissants.

Torpilles. — En dehors des torpilleurs où elle est l'arme principale, la torpille, à bord des cuirassés ou des grands croiseurs, n'est pas à considérer comme autre chose qu'un moyen de porter la pointe de l'éperon à 300^m ou 400^m, sans arriver à un contact effectif; avec ces bâtiments, on ne s'en servira probablement que contre un adversaire déjà désarmé, afin de ne pas courir les risques d'avaries qui feront souvent hésiter à l'aborder par l'éperon.

Les tubes lance-torpilles placés au-dessus de l'eau sont exposés, pendant le combat, à être mis hors d'action avant même qu'on ait pu s'en servir; s'ils sont, dès le début de l'engagement, chargés et prêts à tirer, le personnel des batteries est exposé aux dangers d'une explosion; aussi a-t-on, dans presque toutes les marines, reconnu nécessaire de les placer sous le pont blindé et, par conséquent, de lancer les torpilles sous l'eau. Les premières expériences ont été entreprises en Angleterre, sur le bateau-bélier le *Polephemus*. Les résultats semblent avoir conduit exclusivement au tir par le travers, si l'on en juge par les applications qui ont été faites sur les cuirassés du type *Royal-Sovereign*, du type *Majestic*, du type *Renown* et sur les croiseurs anglais récents. En Italie, on a mieux marqué, sur les *croiseurs-béliers* du type *Calabria*, le but que l'on se proposait, en plaçant un tube sous-marin à la partie inférieure de l'étrave, d'aborder l'adversaire à distance avec la torpille.

Cette disposition, adoptée concurremment avec les tubes par le travers sur les navires allemands les plus récents : *Kaiser Friedrich III*, *Ersatz-Leipzig* et *Ersatz-Freya*, n'a reçu qu'une seule application en France, le *Suchet*; sur les nouveaux cuirassés, c'est le tube par le travers qui a été adopté.

D'une manière générale, c'est la torpille Whitehead de 45^{cm} de diamètre, que l'on emploie dans tous ces tubes. En Allemagne, cependant, on fait usage de la torpille Schwartzkopf. Aux États-Unis, on emploie la torpille Howell, dont le moteur est un gyroscope à grande masse auquel on imprime, au préalable, un rapide mouvement de rotation; mais l'emploi de cette torpille, qui est peut-être réservée aux tubes aériens, ne s'est pas généralisé dans les autres marines; la torpille Whitehead, que l'on construit chez Bliss à Brooklyn, est d'ailleurs très employée dans la Marine américaine. Enfin, signalons, en passant, la torpille Brennan qui, dit-on, a reçu quelques applications. Les torpilles dirigeables, telles que la torpille Edison, ont fait l'objet d'expériences plus ou moins concluantes pour la défense de rades, mais elles n'ont reçu aucune application à bord.

V. — Combustible.

Depuis quelques années, le charbon n'est plus le seul combustible employé dans les marines militaires; le pétrole, qui a débuté par la marine de commerce, a vu son emploi s'étendre à la marine de guerre.

Charbon. — La question de l'approvisionnement de charbon présente un intérêt du même ordre que la disposition de la protection ou que la composition de l'artillerie. Le charbon, en effet, en dehors de l'emplacement plus ou moins judicieusement choisi pour les soutes, est une protection dans ce sens qu'il permet d'éviter un ennemi plus puissamment armé; il est aussi un élément de la puissance offensive, puisqu'il permet de porter l'artillerie là où celle-ci est nécessaire. Enfin, pour certains navires, il peut être considéré en quelque sorte comme un élément d'information.

On s'est de plus en plus laissé pénétrer de la nécessité des grands approvisionnements de combustible, et le rapport du poids de charbon au déplacement total, qui n'a jamais beaucoup changé sur les cuirassés, s'est accru très rapidement sur les croiseurs. Mais on ne s'inquiète pas tant du chiffre absolu de l'approvisionnement de combustible, ni de la proportion du poids total qu'il occupe dans le navire, que de la distance qu'il permet à celui-ci de parcourir sans se ravitailler. La *distance franchissable* à une vitesse déterminée est comme on le sait, donnée par

$$d = V \frac{H}{Fc}, \quad \bullet$$

où V est la vitesse, H l'approvisionnement de charbon, F la puissance en chevaux à la vitesse V , c la consommation par cheval.

Or on a

$$F = V^2 \frac{1}{M_1^2} D^{\frac{2}{3}},$$

où D est le déplacement et M_1 un facteur dit *coefficient d'utilisation*. On peut écrire

$$d = \frac{M_1^3}{V^2 c} \times \frac{H}{D^{\frac{2}{3}}}.$$

Rappelons, en passant, que si l'on suppose les coefficients M_1 et c constants, non seulement pour un même navire, mais des navires de tonnages différents, les distances franchissables sont, pour un même navire, en raison inverse du carré de la vitesse, et, pour des navires différents, proportionnelles à la puissance $\frac{1}{3}$ du rapport des déplacements. On s'explique ainsi pourquoi l'on s'est aperçu que si l'on pouvait réaliser de grandes vitesses avec tous les tonnages, on ne pouvait avoir de grands rayons d'action qu'avec de grands tonnages. Dans la formule ci-dessus, si l'on admet

$$M_1 = 5,80, \quad c = 0^{19},0008,$$

on a successivement, pour le premier facteur,

$$\frac{M_1^3}{V^2 c} = 2439 \text{ pour } V = 10 \text{ nœuds},$$

$$\frac{M_1^3}{V^2 c} = 1083 \quad \text{»} \quad V = 15,$$

$$\frac{M_1^3}{V^2 c} = 609 \quad \text{»} \quad V = 20,$$

$$\frac{M_1^3}{V^2 c} = 390 \quad \text{»} \quad V = 25.$$

Le second facteur $\frac{H}{D^{\frac{2}{3}}}$ a été appelé par M. Bertin *coefficient de distance franchissable*.

L'habitude a été jusqu'ici de prendre les distances franchissables à la vitesse de 10 nœuds; on peut alors considérer le coefficient de distance franchissable comme étant une caractéristique du type de bâtiment; ainsi, sur les cuirassés de premier rang, il ne s'éloigne guère de la valeur moyenne de 1,50; on a 1,34 pour le *Gaulois*, 1,67 pour le *Renown*, 1,24 pour l'*Iowa*, 1,53 pour le *Tria-Swiatitelia*. On a encore moins sur les cuirassés garde-côtes comme le *Bouvines*, où l'on trouve le chiffre de 0,86, ou sur les monitors comme le *Monterey*, où l'on a 0,78. Les croiseurs remontent au contraire aux chiffres de 2,78 pour la *Jeanne-d'Arc*, 2,07 pour l'*Ersatz-Leipzig*, 2,05 pour la *Sardegna*, 2,87 pour le *Carlo-Alberto*, 4,72 pour le *Rossia*, 3,57 pour le *Guichen*, 2,40 pour le *Powerful*.

Tous ces chiffres sont établis en ne prenant, pour la valeur de H , que

l'approvisionnement normal. Actuellement, on dispose généralement les soutes de manière qu'elles ne soient pas pleines en charge normale; avec surcharge, on pousse la distance franchissable beaucoup plus loin; par exemple, le *Columbia*, qui n'a que 762 tonneaux en charge normale, voit son coefficient de distance franchissable passer de 2,00 à 4,75 lorsqu'on remplit les soutes qui sont prévues pour 2030 tonnes; le *Powerful*, qui peut recevoir en tout 3000 tonneaux, a ainsi un coefficient de 4,76.

Cette manière de comparer les navires ne donne cependant pas toujours une idée bien exacte de la valeur des bâtiments au point de vue de la croisière. On s'accorde actuellement pour trouver que cette vitesse de 10 nœuds, admise comme base de l'évaluation, ne répond plus aux exigences actuelles; elle remonte en effet à une époque où l'on exigeait une vitesse relativement faible des escadres; les conditions actuelles réclameraient plutôt les chiffres de 12 nœuds, 14 nœuds, ou plus, suivant la classe des navires. Il est en effet certain que, pour tel cuirassé garde-côtes, le chiffre de 0,80 ou de 1,00 permettra très bien de remplir, à une vitesse moyenne de 12 nœuds, une mission de surveillance dans le voisinage d'un port, alors que, pour un croiseur, le chiffre de 2 pourra être insuffisant si ce navire doit naviguer à une vitesse moyenne de 15 ou 20 nœuds, et couvrir une grande zone. Il y aurait donc intérêt à spécifier pour quelle vitesse on doit calculer la distance franchissable, c'est-à-dire quel est, pour chaque espèce de navires, celui des nombres 2439, 1083, 609, 390 ou de leurs intermédiaires, auquel il faudra se reporter.

Lorsque l'on veut apprécier plus exactement le rôle que doit jouer un bâtiment, on est même conduit à aller plus loin dans cette voie; on cherche alors à spécifier quelle sera la proportion probable de l'approvisionnement de charbon qui sera utilisée aux différentes vitesses. Si α , β , γ , δ sont ces fractions de l'approvisionnement total, on aura

$$\alpha + \beta + \gamma + \delta = 1$$

et, pour la distance franchissable, aux vitesses successives de 10 nœuds, 15 nœuds, 20 nœuds, 25 nœuds :

$$d = \alpha \times 2439 \frac{H}{D^3} + \beta \times 1083 \frac{H}{D^3} + \gamma \times 609 \frac{H}{D^3} + \delta \times 390 \frac{H}{D^3},$$

ou

$$d = (2439 \alpha + 1083 \beta + 609 \gamma + 390 \delta) \frac{H}{D^3}.$$

Le coefficient

$$(2439 \alpha + 1083 \beta + 609 \gamma + 390 \delta)$$

est, en quelque sorte, un *coefficient stratégique*; il est défini, pour chaque classe de navires, par les valeurs respectives des facteurs α , β , γ , δ . La *distance franchissable* est alors le produit du *coefficient stratégique* par le *coefficient de distance franchissable*.

Pétrole. — Le chauffage au pétrole s'est introduit dans la marine de guerre depuis un petit nombre d'années. C'est, je crois, l'Italie qui est entrée la première dans cette voie, et les résultats annoncés indiquent un excellent fonctionnement général des appareils. Les torpilleurs, en raison de la fatigue que cause au personnel la chauffe au charbon et, par conséquent, de la difficulté de soutenir longtemps une grande allure, sont les navires sur lesquels on a tout d'abord pensé à appliquer le chauffage au pétrole. C'est ainsi que l'on a opéré en France sur le *Bouet-Villaumetz* et sur les torpilleurs 22 et 66; c'est ainsi également que l'on opère en Russie, où l'on a fait cette année des essais sur le torpilleur *Viborg* muni de chaudières du Temple. En Angleterre, le contre-torpilleur *Surly* servira aux premiers essais que l'Amirauté a ordonnés récemment. Les États-Unis sont également entrés dans cette voie; mais les essais actuellement en cours semblent limités pour le moment à la vedette n° 2 du Maine.

Le chauffage au pétrole s'est ensuite étendu aux grands navires; en France, on a commencé en 1890-1891 par le *Papin*, puis on est passé aux croiseurs et aux cuirassés; en Allemagne, on a commencé par les petits cuirassés garde-côtes récents *Ægir* et *Odin*; actuellement, le chauffage au pétrole paraît admis en principe pour tous les navires.

Le pétrole peut être employé soit seul, soit avec le charbon; dans ce dernier cas, le mode de chauffage est ce qu'on appelle le *chauffage mixte*; tous les exemples qui ont été cités plus haut sont relatifs au chauffage mixte, à l'exception de quelques torpilleurs comme le *Bouet-Villaumetz* et le torpilleur 66.

Le but poursuivi tout d'abord a été d'obtenir, à poids égal, une puissance de vaporisation plus grande qu'avec le charbon et, par conséquent, d'accroître la distance franchissable. Les résultats trouvés en France paraissent en général moins favorables que ceux qu'on accuse en Italie. Mais il faut remarquer que, même dans le cas où le rendement du pétrole ne serait pas plus économique que celui du charbon, son emploi ne serait pas à rejeter. On le considère, en effet, dans le chauffage mixte, comme un chauffeur auxiliaire qui permet de passer des combustions normales, qui ne fatiguent pas le personnel, aux combustions actives des allures forcées, sans qu'il y ait pour cela un travail supplémentaire d'entretien des feux.

C'est ainsi que l'on entend, en France du moins, et en Allemagne, le chauffage des grands appareils évaporatoires. On admet alors, dans ce cas, qu'une fraction déterminée du poids combustible du bâtiment doit être consacrée au pétrole; cette fraction pourrait entrer dans l'un des facteurs α , β , γ , δ , considérés plus haut, pour la part du moins qui reviendrait au pétrole à chacune des allures correspondantes.

Le chauffage au pétrole seul dispense au contraire de tout travail de la part des chauffeurs; ceux-ci sont ainsi réduits à un nombre extrêmement faible, puisqu'il ne s'agit plus que de manœuvrer des robinets; peut-être ce mode de chauffe s'étendra-t-il aux grands bâtiments dont les chaudières, actuellement

très nombreuses, se prêteraient assez facilement aux diverses exigences du service du bord, service de rade, appareillages rapides, etc.

Avant de quitter ce sujet, on est conduit à faire une remarque : on peut se demander pourquoi ce ne sont pas les pays qui possèdent chez eux les sources de pétrole qui ont tracé les premiers la voie dans ce système de chauffe ; la Russie, qui possède les sources du Caucase, a été devancée par l'Italie, et probablement par la France et l'Allemagne ; les États-Unis, qui possèdent les sources de la Pensylvanie, commencent à peine leurs premières expériences. La marine anglaise est, de toutes les marines, celle qui paraît jusqu'alors s'y être le moins intéressée. Il est permis de se demander également si la production des sources de pétrole actuelles suffirait à la consommation de toutes les marines, surtout si celles-ci pensaient à supprimer complètement la chauffe au charbon. La théorie de Mendeleieff est, il est vrai, assez rassurante à ce sujet, puisqu'elle admet que la masse intérieure de la terre en ignition se comporte, en présence de l'eau de la mer, qui arrive par des infiltrations, comme une sorte d'usine qui fabriquerait, au fur et à mesure des besoins, le pétrole qu'on veut bien lui demander. Il est à présumer cependant que, dans le cas où l'emploi du pétrole se généraliserait à ce point, son prix monterait assez pour faire hésiter, même en présence des budgets les mieux fournis. D'un autre côté, y aura-t-il une nation assez sûre de sa puissance sur mer, pour oser supposer qu'en temps de guerre elle pourrait assurer, malgré tous les obstacles, le ravitaillement de ses navires en pétrole comme elle peut le faire actuellement avec le charbon ? Deux puissances peut-être pourraient donner une réponse affirmative, celles qui précisément pourraient se ravitailler sur leur propre production.

DEUXIÈME PARTIE.

FORCES NAVALES DES DIFFÉRENTS PAYS.

I. — Divers types de navires.

Dans la première Partie, nous avons suivi le développement respectif de chacune des parties du navire de guerre ; il est maintenant intéressant de voir quels sont les progrès de l'ensemble, qui est le navire lui-même, et de chercher quelle est l'orientation des idées actuelles.

Rappelons la division adoptée pour le classement des navires dans les Tableaux joints à cette Note.

1^o *Navires cuirassés*. — Les navires cuirassés sont divisés en trois catégories : la première comprenant les *cuirassés de premier rang* pour lesquels on

a admis un tonnage minimum de 8000 tonnes; la seconde comprend les *cuirassés de second rang* qui ont un tonnage inférieur à 8000 tonnes, et les navires *garde-côtes cuirassés* de toutes sortes; enfin, la troisième comprend les *croiseurs cuirassés*.

Ce qui frappe tout d'abord, c'est la façon très nette suivant laquelle le cuirassé de premier rang et le croiseur d'escadre s'empruntent leurs qualités réciproques pour se rapprocher de plus en plus d'un type commun dont on entrevoit les caractéristiques principales. Le *Renown* possède, en effet, le système de protection des croiseurs cuirassés; il conserve cependant quelque chose des cuirassés anglais dans la ceinture partielle à la flottaison. On trouve sur ce type de cuirassé une composition d'artillerie où le calibre maximum est de 254^{mm} seulement. Le haut franc bord à l'avant, l'approvisionnement de charbon, en font un navire qui pourra soutenir sa vitesse par presque tous les temps; cette vitesse est elle-même de plus de 18 nœuds et le rapproche d'un grand nombre de croiseurs cuirassés tels que le type *Charner* en France, qui a donné 18^{nœuds}, 4, et l'*Ersatz-Leipzig* en Allemagne, pour lequel on n'annonce que 18^{nœuds}, 5 à 19 nœuds.

De leur côté, les croiseurs cuirassés empruntent aux cuirassés de premier rang une partie de leurs caractéristiques; il faut citer tout d'abord le tonnage qui, pendant longtemps, a été le propre des cuirassés dans la plupart des marines; si en Angleterre, en effet, les *Majestics* déplacent plus de 15 000 tonnes et les *Renowns* près de 13 000, on a, en Italie, les croiseurs cuirassés type *Sardegna* qui atteignent 14 000 tonnes; en France, le *Jeanne-d'Arc* déplace 11 270 tonnes, dépassant ainsi le déplacement prévu pour le *Gaulois*, qui est de 11 260 tonnes.

La catégorie des cuirassés de second rang dont nous avons un certain nombre de spécimens et dont le plus récent est le type *Valmy*, paraît au contraire remplir bien difficilement le rôle de cuirassé de haute mer; la protection et l'armement qu'on veut donner à cette classe de navires ne permettent pas, avec le déplacement dont on dispose, d'assurer à la vitesse un chiffre assez fort, et à la distance franchissable une valeur suffisante.

Ces petits cuirassés, dont l'Angleterre n'a construit aucun spécimen depuis dix ans au moins, est surtout l'apanage des marines où l'on a, comme objectif principal, la défense des côtes; on obtient ainsi des unités de combat dont le nombre est assez élevé relativement aux sacrifices imposés au budget. Ce type de navire est donc principalement destiné aux marines dont la politique se borne à assurer économiquement la puissance défensive. J'ai déjà parlé de la France qui a les quatre cuirassés type *Terrible*, les deux cuirassés type *Jemmapes* et les deux du type *Valmy*. L'Autriche possède les types *K.-E.-Rudolph*, de 7 100 tonneaux et *Wien* de 5 500 tonneaux; l'Allemagne a les garde-côtes types *Siegfried* et *Odin*, qui ne déplacent que 3 500 tonneaux. La Russie possède, parmi les plus récents, l'*Amiral-Praxine*, de 4 120 tonneaux et le *Krahbry*, de 1 500 tonnes.

Certains de ces cuirassés ont reçu un armement relativement puissant; l'*Odin*, par exemple, possède trois canons de 24^{cm} et huit de 87^{mm}, 5 à tir rapide. Mais il faut remarquer, par contre, que ces cuirassés ont une vitesse assez faible qu'il est difficile de porter à plus de 16 nœuds; d'un autre côté, leur faible distance franchissable les enferme dans une zone d'action qui, quoique réduite, est admissible avec le rôle qu'ils ont à jouer; mais, remarquons alors qu'ils n'auront pas à se battre avec leurs semblables; ils sont appelés à entrer en ligne avec les cuirassés de premier rang des escadres ennemies, qui sont des unités de combat deux ou trois fois plus puissantes. Ils ne semblent donc pas devoir soutenir longtemps avec avantage le feu de l'ennemi si l'on s'astreint à leur donner, en petit, un mode de protection qui restera, quoi qu'on fasse, toujours inférieur à celui des grands cuirassés; il convient donc de rechercher pour eux un système de protection tout différent.

La solution de la question paraît avoir été donnée par la marine des États-Unis dans le type des *monitors*. Sur ces bâtiments, on abandonne en quelque sorte les superstructures au feu ennemi; on ne compte plus sur les formes si fragiles des œuvres légères pour assurer la stabilité et l'on demande au caisson blindé, qui représente la cible minimum à offrir à l'ennemi, d'assurer la flottabilité et la stabilité. On se protège contre les obus de rupture en donnant à la cuirasse la prépondérance des poids; on a peu à redouter de l'artillerie moyenne à tir rapide, même pour les canons (ceux de gros calibre, du moins) qui se trouvent en tourelles blindées.

Pour permettre de sortir au large avec de la mer, on prolonge, sur l'avant, les superstructures, qui font une rentrée considérable par rapport à la cuirasse et on les raccorde avec les formes extérieures de la carène. On a ainsi un navire qui présente toute la sécurité des monitors, comme protection, qui vaut les navires à haut franc bord pour la navigation; et qui s'étendra peut-être plus tard aux cuirassés de premier rang,

2° *Navires non cuirassés*. — Les navires non cuirassés ne possèdent, comme on l'a vu déjà, qu'un pont blindé. Cette classe comprend les croiseurs de tous les tonnages que l'on a divisés en trois classes, quoique cette division n'ait pas une bien grande importance; les croiseurs de première classe déplacent plus de 6000 tonnes; ceux de seconde classe déplacent de 6000 à 3000 tonneaux, ceux de troisième classe de 3000 à 1000 tonneaux. Il y a ensuite la catégorie des navires rapides, dont le tonnage est inférieur à 1000 tonnes, sauf une ou deux exceptions, et qui ont été appelés successivement avisos-torpilleurs, croiseurs-torpilleurs, etc. En somme, leur rôle le mieux défini est, avec celui de l'éclairage à petite distance des escadres, d'arrêter et de poursuivre les torpilleurs; on a donc placé dans cette catégorie les contre-torpilleurs, dont le rôle est le même, et qui, après avoir débuté par un déplacement de 230 tonnes, comme les premiers contre-torpilleurs, type *Haddock*, arrivent maintenant à plus de 300 tonneaux en France et à 500 tonneaux en Allemagne.

Le rôle des grands croiseurs est l'éclairage à longue distance ou la poursuite des navires de commerce; il leur faut donc avant tout de la vitesse et de la distance franchissable. On ne peut réaliser ces desiderata qu'avec des tonnages qui vont toujours en croissant; les États-Unis ont débuté par 7467 tonneaux sur le *Columbia*, à plus de 22 nœuds; la France a continué par 8277 tonneaux sur le *Guichen*, à 23 nœuds; l'Angleterre est montée très brusquement à 14475 tonneaux sur le *Powerful*, qui vient de filer 21^{nœuds}, 80. Les diverses marines possèdent d'autres croiseurs d'un tonnage un peu plus faible, mais où la vitesse de 20 nœuds permettrait encore de remplir le même rôle dans la plupart des circonstances; avec les escadres actuelles, en effet, la vitesse maximum d'ensemble dépasse à peine 17 nœuds, et cela pour l'Angleterre seulement; ce chiffre, qui ne tardera pas à s'approcher de 18 nœuds, exige des éclaireurs à grand rayon d'action qui puissent filer, d'une façon soutenue, au moins 20 nœuds et même plus de 22 nœuds s'ils doivent rencontrer et poursuivre les paquebots de construction récente.

Les autres croiseurs, de tonnages variés, sont destinés à remplir diverses missions qui n'exigent pas une puissance militaire aussi grande.

Les torpilleurs, enfin, que l'on a retirés presque partout des escadres, ont été groupés de manière à former des escadrilles qui concourront à la défense des côtes. Ces petits bâtiments apportent aux gardes-côtes moniteurs la qualité qui leur manque pour prendre, à un moment donné, une offensive hardie; je veux dire la vitesse. Les premiers ont pour eux l'invulnérabilité, les seconds la mobilité; les deux types se rattachent par un point commun, celui de présenter à l'ennemi la cible minimum.

En dehors de toute cette série de navires destinés à entrer en jeu dans les escadres de haute mer, ou dans les escadrilles des côtes, se trouvent les canonnières qui ont été mises à part. Ces bâtiments, de faible tonnage et d'une vitesse réduite, sont destinés à remplir des missions dans des mers où ils ne rencontreront pas de grandes forces navales; les types les plus récents sont : en Angleterre, l'*Algérine*; en France, la *Surprise*; aux États-Unis, le *Newport*.

Les diverses marines ont, pour remplir le même but, des navires dont le tonnage varie parfois du simple au double. Le croiseur *Powerful*, par exemple, a pour lui seul un tonnage qui égale presque celui du *Columbia* et du *Minneapolis*, ou du *Guichen* et du *Chateaurenault* réunis par paire; le *Renown* déplace un peu moins du double du *Bouvines*. La question se pose donc de savoir de quelle façon les tonnages et, par conséquent, les budgets, sont le mieux utilisés.

Soit un navire quelconque où l'on a exprimé par l'équation

$$D = C + M + P + A + H + a$$

que le déplacement D est égal à la somme des poids composants :

C coque et accessoires de coque;

M machines et chaudières;

P protection;

A artillerie, torpilles, munitions;

H combustibles;

a appareils auxiliaires et matériel non compris dans les autres poids.

Je suppose que l'on veuille passer de ce navire à un autre navire dont le déplacement par rapport à lui soit multiplié par le facteur λ ; si les poids sont répartis de la même façon, on aura

$$\lambda D = \lambda C + \lambda M + \lambda P + \lambda A + \lambda H + \lambda a.$$

Examinons séparément ces différents points :

1° *Poids de coque* λC . — Je suppose que la coque suive les lois de la similitude; les longueurs, largeurs, hauteurs seront amplifiées dans le rapport $\lambda^{\frac{1}{3}}$; le rapport du poids de coque au déplacement total est toujours $\frac{C}{D}$; il resterait donc constant, mais il serait pratiquement possible de le diminuer parce que les accessoires de coque ont, comme on l'a déjà vu, une importance moins grande avec les forts tonnages qu'avec les petits. D'un autre côté, comme les échantillons varient dans le rapport $\lambda^{\frac{1}{3}}$, le facteur de la charge du métal au maître couple

$$\frac{DL}{I}$$

(I étant le moment d'inertie compté comme on sait) ne change pas.

2° *Appareil moteur* λM . — Si le poids de machine par cheval restait fixe, la puissance totale nouvelle serait, par rapport à l'ancienne, dans le rapport λ . Nous admettrons cette hypothèse, quoique, actuellement, il soit possible de supposer que la machine serait plus légère. Dans ces conditions, la vitesse donnée par la formule

$$V = M_1 \sqrt{\frac{F}{D^2}}$$

devient

$$V \propto \lambda^{\frac{1}{3}},$$

en supposant constante la valeur du coefficient M_1 , valeur qui monte plutôt avec les tonnages.

3° *Protection* λP . — Les blindages étant répartis sur des surfaces dont le rapport est $\lambda^{\frac{2}{3}}$, les épaisseurs des blindages sont augmentées dans le rapport $\lambda^{\frac{1}{3}}$.

4° *Artillerie et torpilles* λA . — On pourra admettre que l'artillerie a la même composition sur les deux navires et que le nombre de ces pièces sera multiplié par le rapport λ .

5° *Combustible* λH . — La distance franchissable, qui est caractérisée par le

coefficient de distance franchissable

$$\frac{H}{D^{\frac{1}{3}}},$$

devient

$$\frac{H}{D^{\frac{1}{3}}} \lambda^{\frac{1}{3}};$$

à la même vitesse, les distances franchissables sont donc augmentées dans le rapport $\lambda^{\frac{1}{3}}$; ce rapport existe encore au moment où le plus grand des deux navires marche à la vitesse du plus petit. De plus, l'avantage reste encore au navire de plus fort tonnage, lorsque chacun d'eux navigue à sa vitesse maxima; mais le rapport n'est plus que $\lambda^{\frac{1}{3}}$; on a, en effet, pour le premier,

$$d = V \times \frac{H}{F},$$

pour le second

$$d' = V \cdot \lambda^{\frac{1}{3}} \frac{H}{\lambda F} = \lambda^{\frac{1}{3}} d.$$

On a supposé, dans ce calcul, que la consommation par cheval était la même pour les deux navires; on a pris 1^{re} pour fixer les idées.

6^e *Personnel*. — Enfin, il est intéressant de remarquer que, si d'un côté le personnel nécessaire au service des pièces est proportionnel au rapport des déplacements, il est possible, d'un autre côté, d'effectuer des réductions sur le personnel mécanicien. En effet, si, d'une part, il est nécessaire de conserver un nombre de chauffeurs proportionnel à la puissance maximum à développer, c'est-à-dire à λ , il n'est pas nécessaire d'augmenter le personnel de la machine dans le même rapport; le nombre des organes à surveiller, des articulations à graisser, des appareils auxiliaires à conduire reste sensiblement constant. On économise donc, sur un gros navire, sous le rapport du personnel comme sous le rapport des autres éléments; cette remarque a une certaine importance au point de vue du recrutement des équipages. Le Tableau ci-dessous vient à l'appui de cette conclusion :

	Personnel.	Tonnage.
{ <i>Powerful</i>	900	14475
{ <i>Edgar</i>	544	7350
{ <i>Columbia</i>	524	7350
{ <i>Charleston</i>	304	3730
{ <i>Sardegna</i>	794	14210
{ <i>Carlo-Alberto</i>	451	7000

La conclusion de ces considérations est qu'un navire, qui est égal à λ fois un autre, paraît avoir une valeur militaire plus grande que λ navires iden-

tiques au premier. Si l'on fait, par exemple,

$$\lambda = 2,$$

on vérifie cette phrase très commentée d'un amiral, qui a dit qu'il préférerait « un homme fort » à « deux hommes faibles ». Le navire double du *Columbia*, par exemple, qui aurait à combattre à la fois contre le *Columbia* et le *Minneapolis*, aurait les données principales suivantes :

	COLUMBIA.	NAVIRE de déplacement double.	POWERFUL.
Longueur.....	125 ^m ,57	155 ^m ,71	162 ^m ,00
Largeur.....	17 ^m ,68	21 ^m ,91	22 ^m ,00
Tirant d'eau moyen.....	6 ^m ,87	8 ^m ,52	8 ^m ,30 <i>R</i>
Déplacement.....	7467 ^{ts}	14934 ^{ts}	14475 ^{ts}
Poids de coque et accessoires.....	2844	5768	»
Poids des machines et chaudières.....	1942	3884	2400
Poids des cuirasses.....	1015	2030	»
Poids d'artillerie et munitions.....	207	414	»
Approvisionnement normal de munitions.....	762	1524	1500
Coefficient de distance franchissable.....	2,00	2,19	2,52
Puissance maximum.....	18240 ^{chev}	36480 ^{chev}	25800 ^{chev}
Vitesse maximum.....	22 ⁿ ,80	24 ⁿ ,50	21 ⁿ ,800
Protection. { Tourelles.....	»	»	152 ^{mm}
{ Pont.....	91 ^{mm}	182 ^{mm}	100 ^{mm}
{ Encorbellement ou masques.....	63 ^{mm}	126 ^{mm}	75 ^{mm}
{ Blockhaus.....	100 ^{mm}	200 ^{mm}	152 ^{mm}
Artillerie.....	1 203 ^{mm}	2 203 ^{mm}	2 240 ^{mm}
	2 152 ^{mm}	4 152 ^{mm}	12 152 ^{mm}
	8 101 ^{mm}	16 101 ^{mm}	18 75 ^{mm}
	12 57 ^{mm}	24 57 ^{mm}	12 47 ^{mm}
	4 37 ^{mm}	8 37 ^{mm}	9 mitrailleuses
Tubes lance-torpilles.....	4 mitrailleuses	8 mitrailleuses	4

Le navire considéré est, en premier lieu, supérieur en vitesse, dans le rapport 1,076, il filerait 24^{nœuds},5 au lieu de 22^{nœuds},80; il possède une distance franchissable qui est 1,245 fois celle des deux *Columbias*; la protection est améliorée dans le rapport 1,245, de telle sorte que si, pour le premier, la cuirasse est insuffisante contre certains projectiles, elle peut devenir suffisante pour ces mêmes projectiles sur le second.

Enfin, la puissance militaire est également plus forte; je ne veux pas parler de la hauteur de commandement des pièces qui est plus grande, mais du nombre de coups que peuvent envoyer respectivement les adversaires. En effet, sur le *Columbia* doublé, nous supposons que le nombre de pièces, qui

est aussi doublé, a trouvé sa place sur la longueur du navire qui n'est que 1,245 fois plus grande ou plutôt sur la surface des œuvres légères qui est agrandie dans le rapport 1,55; dans ces conditions, le navire considéré peut ouvrir de chaque bord un feu qui est égal à celui que chacun des deux *Columbias* peut tirer simultanément des deux bords avec toutes ses pièces; et alors si, grâce à sa supériorité de vitesse, il est apte à prendre la place qui lui est le plus favorable dans le combat, il se placera entre ses deux adversaires; de cette façon, il jouira sur chacun d'eux d'une puissance de feu double de celle que ceux-ci peuvent fournir contre lui.

En dehors, bien entendu, des cas où il faudra toujours des petits navires pour remplir des missions peu importantes, il semble que c'est avec les grosses unités de combat que l'on utilisera le mieux le tonnage total que l'on veut faire flotter dans une escadre. Il ne reste guère, pour entrer en balance contre cette déduction, que l'argumentation qui prétend « qu'on ne doit pas mettre tous ses œufs dans le même panier ». Ne faut-il pas, en marine, faire des réserves sur des proverbes que l'on ne cherche pas à contester à terre? Aussi reconnaîtra-t-on peut-être un jour que, sur mer, « il vaut encore mieux placer tous ses œufs dans le même panier, si celui-ci a moins de chances de se retourner que deux petits ».

II. — Tableaux et croquis schématiques.

Dans les Tableaux ci-dessous, les navires des diverses marines ont été groupés comme il a été dit plus haut. Les chiffres qui se rapportent à l'année 1886 représentent la somme des tonnages de tous les bâtiments de combat, en fer et en bois; pour l'année 1896, au contraire, les navires en bois, vieux cuirassés, croiseurs ou avisos, n'ont pas été comptés : ils sont en effet supprimés de la liste de la flotte de la plupart des marines; ils ont d'ailleurs été en partie remplacés, ou ils n'entreraient en ligne que pour fournir des unités de combat sur la valeur desquels on ne devrait pas beaucoup compter.

C'est pour ces raisons que l'on constate que le tonnage total de la plupart des marines n'a pas augmenté depuis 1886 autant qu'on pourrait se le figurer *a priori*. L'Angleterre et les États-Unis seuls ont pris un développement qui a presque doublé leur puissance maritime; l'Angleterre, d'ailleurs, ne s'est pas attardée comme plusieurs marines à la construction des navires en bois; on est ainsi conduit à compter, parmi les navires anglais pouvant fournir encore une certaine puissance de seconde ligne, les vieux cuirassés en fer, tels que l'*Achilles*, qui date de 1863, le *Monarch*, qui date de 1868, etc.; cette série de cuirassés à tourelles a d'ailleurs été presque entièrement refondue dans le courant de ces dernières années.

Les navires mis ou à mettre en chantier, d'après les derniers budgets votés, ont été compris dans la catégorie des *navires en cours de construction*; c'est ainsi que les chiffres relatifs à l'Angleterre renferment tout le programme de

constructions neuves proposé le 2 mars 1896 par lord Goshen. Pour l'Allemagne, se trouvent compris les navires du budget 1897-1898 qui spécifie la mise en chantier d'un troisième cuirassé type *Kaiser Friedrich III* et du quatrième et du cinquième croiseur type *Ersatz-Freya*. Pour les États-Unis, les Tableaux comprennent les trois cuirassés type *Alabama* et les contre-torpilleurs et torpilleurs nouveaux.

A la suite des Tableaux, on trouvera une série de dessins schématiques représentant les principaux types de navires mis nouvellement en chantier, ou entrés récemment en service.

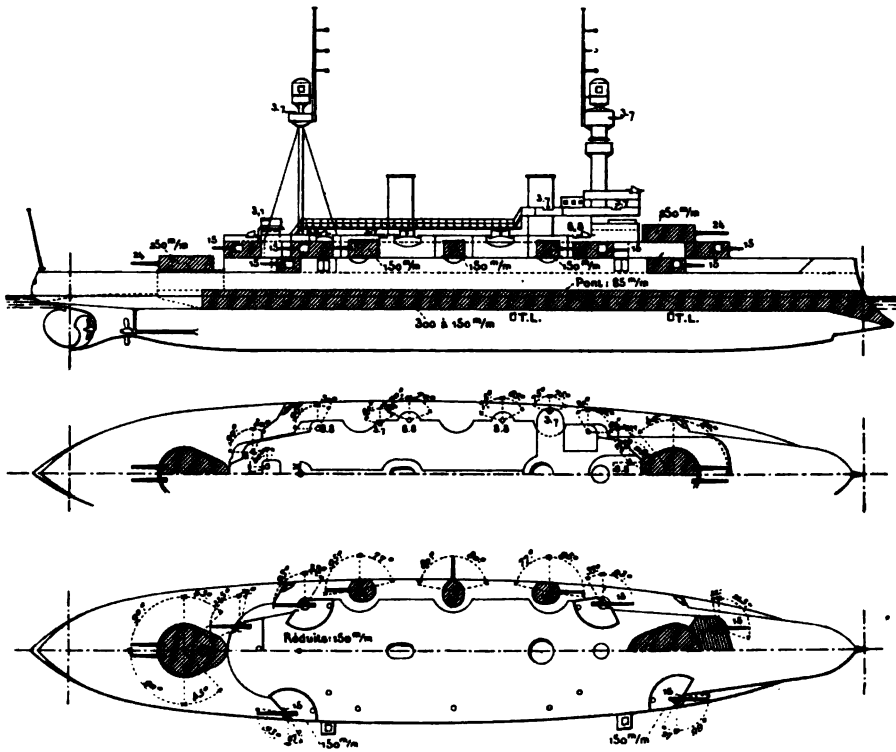
NAVIRES.	CUIRASSÉS de 1 ^{er} rang.	CUIRASSÉS de 2 ^e rang ET GARDE-CÔTES.	CROISEURS cuirassés.	CROISEURS de 1 ^{re} classe.	CROISEURS de 2 ^e classe.	CROISEURS de 3 ^e rang.	AVISOS-TORPILLEURS et CONTRE-TORPILLEURS.	TORPILLEURS.	CANONNIÈRES et AVISOS.	TOTAL.
ALLEMAGNE (en 1886).										
Construits.....	64 940 ^{tx}	15 570 ^{tx}	" ^{tx}	" ^{tx}	26 300 ^{tx}	15 980 ^{tx}	6 850 ^{tx}	490 ^{tx}	5 020 ^{tx}	153 150 ^{tx}
En construction.....	"	"	"	"	3 000	7 110	1 400	5 600	890	
Total.....	64 940	15 570	"	"	29 300	23 090	8 250	6 090	5 910	
	80 510				60 640					
(en 1896).										
Construits.....	50 560	10 770	"	"	18 960	25 670	13 760	12 340	4 470	198 680
En construction.....	20 000	"	10 300	"	28 250	"	2 430	1 170	"	
Total.....	70 560	10 770	10 300	"	47 210	25 670	16 190	13 510	4 470	
	91 630				89 070					
ANGLETERRE (en 1886).										
Construits.....	265 260	189 010	"	"	74 700	69 050	6 970	1 900	78 940	816 130
En construction.....	56 230	"	49 780	"	3 550	"	14 840	3 300	2 600	
Total.....	321 490	189 010	49 780	"	78 250	69 050	21 810	5 200	81 540	
	560 280				169 110					
(en 1896).										
Construits.....	551 590	121 600	56 000	100 250	220 640	99 170	37 770	7 740	58 220	1516 855
En construction.....	92 780	"	"	101 500	40 250	14 945	14 400	"	"	
Total.....	644 370	121 600	56 000	201 750	260 890	114 115	52 170	7 740	58 220	
	821 970				628 925					

NAVIRES.	CUIRASSÉS de 1 ^{er} rang.	CUIRASSÉS de 2 ^e rang ET GARDE-CÔTES.	CROISEURS cuirassés.	CROISEURS de 1 ^{re} classe.	CROISEURS de 2 ^e classe.	CROISEURS de 3 ^e rang.	AVISOS-TORPILLEURS et CONTRE-TORPILLEURS.	TORPILLEURS.	CANONNIÈRES et AVISOS.	TOTAL.
AUTRICHE-HONGRIE (en 1886).										
Construits.....	" ^{tx}	56 180 ^{tx}	" ^{tx}	" ^{tx}	6 840 ^t	14 320 ^{tx}	3 360 ^{tx}	1 180 ^{tx}	3 240 ^{tx}	
En construction.....	"	12 000	"	"	"	"	3 000	180	"	
Total.....	"	68 180	"	"	6 840	14 320	6 360	1 360	3 240	100 300 ^{tx}
		68 180			27 520					
(en 1896).										
Construits.....	"	55 810	"	"	14 860	17 090	7 160	3 750	2 680	
En construction.....	"	11 000	11 570	"	"	"	"	1 200	"	
Total.....	"	66 810	11 570	"	14 860	17 090	7 160	4 950	2 680	125 120
		78 380			39 110					
ESPAGNE (en 1886).										
Construits.....	"	29 650	"	"	33 550	3 040	"	200	16 840	
En construction.....	9 900	"	"	"	9 300	6 960	"	100	2 300	
Total.....	9 900	29 650	"	"	42 850	10 000	"	300	19 140	111 840
		39 550			52 850					
(en 1896).										
Construits.....	9 900	14 560	21 000	"	30 680	10 100	4 950	1 190	10 580	
En construction.....	"	"	53 220	"	"	1 500	5 190	1 800	1 080	
Total.....	9 900	14 560	74 220	"	30 680	11 600	10 140	2 990	11 660	155 750
		98 680			42 420					

NAVIRES.	CUIRASSÉS de 1 ^{er} rang.	CUIRASSÉS de 2 ^e rang ET GARDE-CÔTES.	CROISEURS cuirassés.	CROISEURS de 1 ^{re} classe.	CROISEURS de 2 ^e classe.	CROISEURS de 3 ^e rang.	AVISOS-TORPILLEURS et CONTRE-TORPILLEURS.	TORPILLEURS.	CANONNIÈRES et AVISOS.	TOTAL.
ÉTATS-UNIS (en 1886).										
Construits.....	tx	tx	tx	tx	tx	tx	tx	tx	tx	tx
En construction.....	"	28 000	"	"	10 500	1 500	"	"	79 100	"
Total.....	"	24 260	"	"	3 000	1 500	"	"	"	"
		52 260			13 500	3 000			79 100	147 860 ^{tx}
		52 260			16 500					
(en 1896).										
Construits.....	30 900	61 950	24 130	14 730	44 150	15 250	"	250	5 420	
En construction.....	68 900	"	"	"	"	4 110	530	540	6 000	
Total.....	99 800	61 950	24 130	14 730	44 150	19 360	530	790	11 420	276 860
		185 880			78 770					
FRANCE (en 1886).										
Construits.....	114 400	181 080	"	"	"	68 560	3 520	"	52 860	
En construction.....	51 300	7 010	"	"	"	"	4 160	4 500	12 010	
Total.....	165 740	188 090	"	"	"	68 560	7 680	4 500	64 870	499 440
		353 830			76 240					
(en 1896).										
Construits.....	124 490	123 460	25 300	7 350	56 210	15 130	12 250	15 320	7 120	
En construction.....	111 040	"	27 910	27 750	35 000	8 600	3 710	1 390	2 490	
Total.....	235 530	123 460	53 210	35 120	91 210	23 730	15 960	16 710	9 610	604 540
		412 200			166 020					

NAVIRES.	CUIRASSÉS de 1 ^{er} rang.	CUIRASSÉS de 2 ^e rang ET GARDE-COTES.	CROISEURS cuirassés.	CROISEURS de 1 ^{re} classe.	CROISEURS de 2 ^e classe.	CROISEURS de 3 ^e rang.	AVISOS-TORPILLEURS et CONTRE-TORPILLEURS.	TORPILLEURS.	CANONNIÈRES et AVISOS.	TOTAL.
ITALIE (en 1886).										
Construits.....	61 740 ^{tx}	41 320 ^{tx}	" ^{tx}	" ^{tx}	9 970 ^{tx}	" ^{tx}	" ^{tx}	760 ^{tx}	25 750 ^{tx}	
En construction.....	20 000	"	26 520	"	7 060	"	"	1 020	1 300	
Total.....	81 740	41 320	26 520	"	17 030	"	"	1 780	27 050	
	149 580			17 030						195 440 ^{tx}
(en 1896).										
Construits.....	85 600	26 790	41 400	"	18 000	33 100	11 810	10 220	15 400	
En construction.....	39 200	"	27 000	"	4 600	7 550	5 200	2 020	"	
Total.....	124 800	26 790	68 400	"	22 600	40 650	17 010	12 240	15 400	
	219 990			80 260						327 890
RUSSIE (en 1886).										
Construits.....	9 670	67 210	27 300	"	3 050	"	"	600	57 450	
En construction.....	40 840	15 560	"	"	11 500	"	600	3 260	"	
Total.....	50 510	82 770	27 300	"	14 550	"	600	3 860	57 450	
	160 480			15 150						236 940
(en 1896).										
Construits.....	110 220	59 840	62 500	"	11 050	17 900	4 100	9 710	20 020	
En construction.....	28 610	4 120	38 700	"	3 830	"	500	4 150	"	
Total.....	138 830	63 960	101 200	"	14 880	17 900	4 600	13 860	20 020	
	303 990			37 380						375 250

Fig 7. — Cuirassé allemand *Kaiser-Friedrich III.*



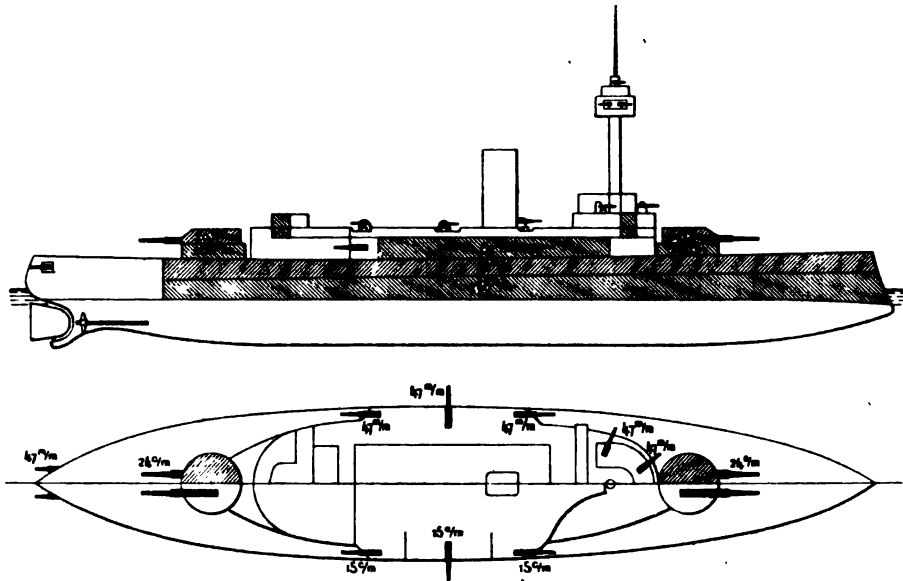
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur entre P. P.	115 ^m ,00
Largeur.....	20 ^m ,40
Tirant d'eau moyen.....	7 ^m ,83
Déplacement.....	11138 ^{ts}
Puissance maximum.....	13000 ^{che}
Vitesse maximum.....	18 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon.....	650 ^{ts}

ARMEMENT.

- 4 canons de 24^{cm} T. R. en deux tourelles
- 12 canons de 15^{cm} T. R. en casemates blindées.
- 6 canons de 15^{cm} T. R. en tourelles.
- 12 canons de 88^{mm} T. R. avec masques.
- 12 canons de 8^{mm} T. R.
- 6 tubes lance-torpilles de 450^{mm} dont 5 sous-marins.

Fig. 9. — Cuirassé autrichien *Wien*.



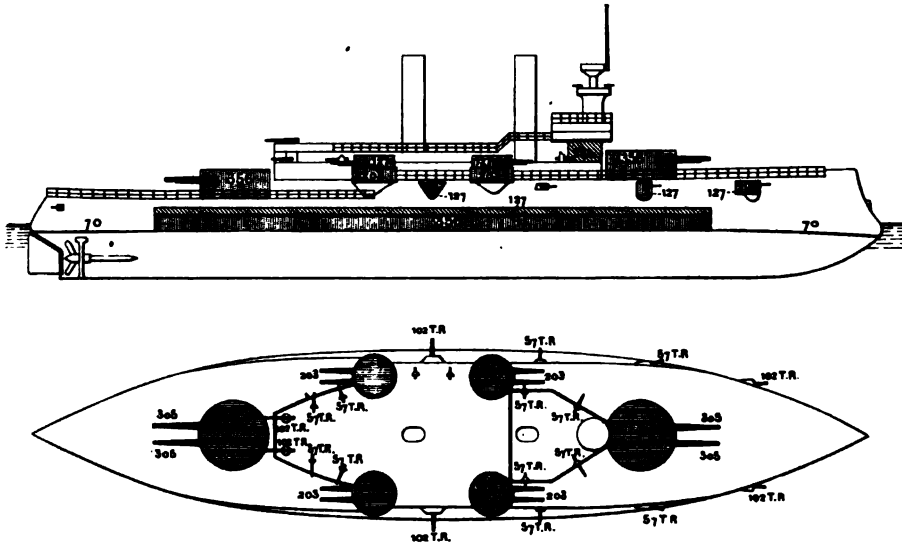
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur.....	97 ^m , 00
Largeur.....	17 ^m , 00
Tirant d'eau arrière.....	6 ^m , 36
Déplacement.....	5550 ^{ts}
Puissance maximum.....	8500 ^{chx}
Vitesse maximum.....	17 ⁿ , 5
Approvisionnement normal de charbon.....	500 ^{ts}

ARMEMENT.

- 4 canons de 24^{cm} en deux tourelles.
- 6 canons de 15^{cm} T. R. en réduit blindé.
- 14 canons de 47^{mm} T. R.
- 2 mitrailleuses.
- 4 tubes lance-torpilles.

Fig. 10. — Cuirassé américain *Iowa*.



DIMENSIONS PRINCIPALES.

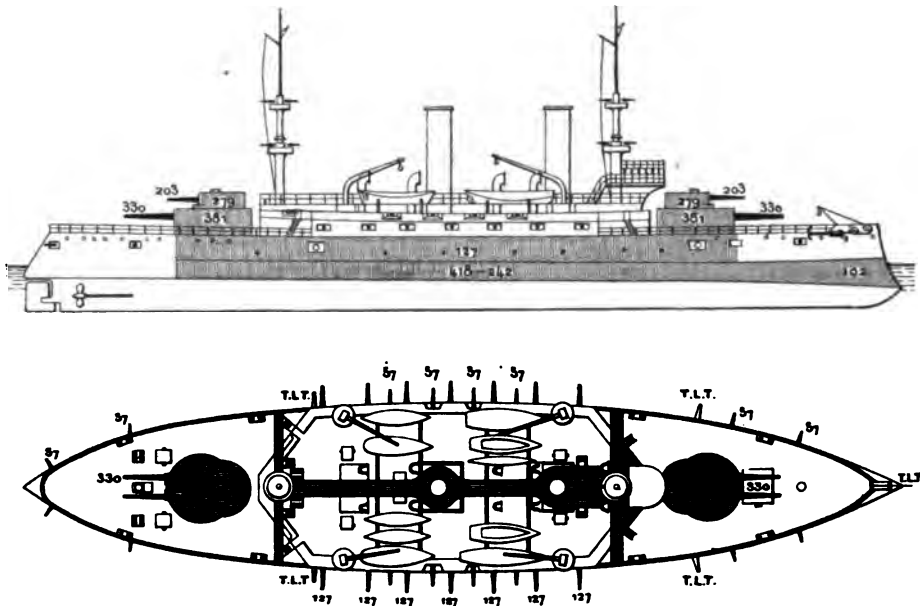
Longueur entre P. P.....	110 ^m , 11
Largeur.....	21 ^m , 87
Tirant d'eau moyen.....	7 ^m , 32
Déplacement.....	11522 ^{ts}
Puissance maximum.....	11152 ^{chx}
Vitesse maximum.....	16 ⁿ , 0 (1)
Approvisionnement normal de charbon.....	635 ^{ts}

ARMEMENT.

4 canons de 305^{mm} en deux tourelles.
 8 canons de 203^{mm} en quatre tourelles.
 6 canons de 101^{mm} T. R. en encorbellements blindés.
 20 canons de 57^{mm} T. R.
 4 canons de 37^{mm} T. R.
 4 gatlings.
 6 tubes lance-torpilles.

(1) L'*Iowa* a filé aux essais un peu plus de 17 nœuds.

Fig. 11. — Cuirassé américain *Kearsage*.



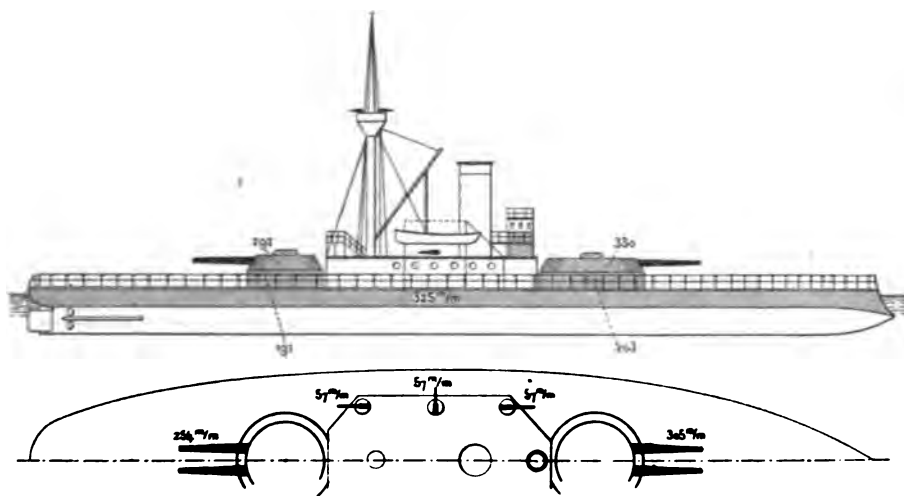
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur.....	112 ^m ,00
Largeur.....	24 ^m ,00
Tirant d'eau arrière.....	7 ^m ,60
Déplacement.....	11500 ^{ts}
Puissance maximum.....	11000 ^{chx}
Vitesse maximum.....	17 ⁿ ,5
Approvisionnement normal de charbon.....	410 ^{ts}

ARMEMENT.

- 4 canons de 330^{mm} en deux tourelles.
- 4 canons de 203^{mm} en deux tourelles superposées à celles de 330^{mm}.
- 14 canons de 127^{mm} T. R. en batterie.
- 20 canons de 75^{mm} T. R.
- 4 canons de 37^{mm} T. R.
- 4 mitrailleuses.
- 5 tubes lance-torpilles.

Fig. 12. — Monitor américain *Monterey*.



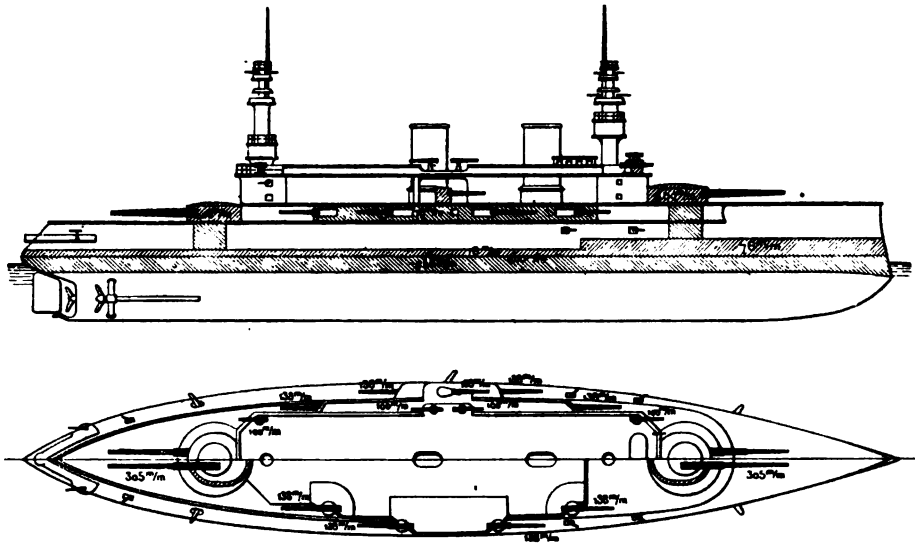
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur à la flottaison.....	78 ^m ,03
Largeur.....	17 ^m ,98
Tirant d'eau moyen.....	4 ^m ,42
Déplacement.....	4204 ^{ts}
Puissance maximum.....	5174 ^{che}
Vitesse maximum.....	16 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon.....	203 ^{ts}

ARMEMENT.

2 canons de 305^{mm} à l'avant.
 2 canons de 254^{mm} à l'arrière.
 6 canons de 57^{mm} T. R.
 4 canons de 37^{mm} T. R.
 4 mitrailleuses.

Fig. 13. — Cuirassé français *Charlemagne*.



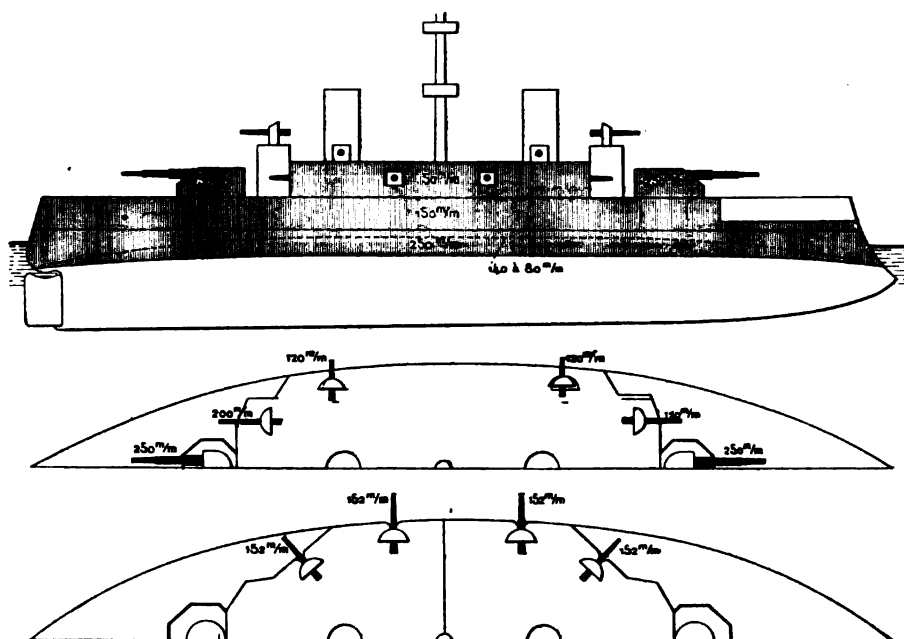
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur entre P. P.....	117 ^m ,50
Largeur.....	20 ^m ,26
Tirant d'eau moyen.....	7 ^m ,90
Déplacement.....	11260 ^{ts}
Puissance maximum.....	13500 ^{chx}
Vitesse maximum.....	18 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon.....	690 ^{ts}

ARMEMENT.

4 canons de 305^{mm} en deux tourelles.
10 canons de 139^{mm} T. R. en réduits blindés.
8 canons de 100^{mm} T. R.
16 canons de 47^{mm} T. R.
18 canons de 37^{mm} T. R. et Rev.
4 tubes lance-torpilles dont 2 sous-marins.

Fig. 14. — Cuirassé italien *Emmanuele-Philiberto*



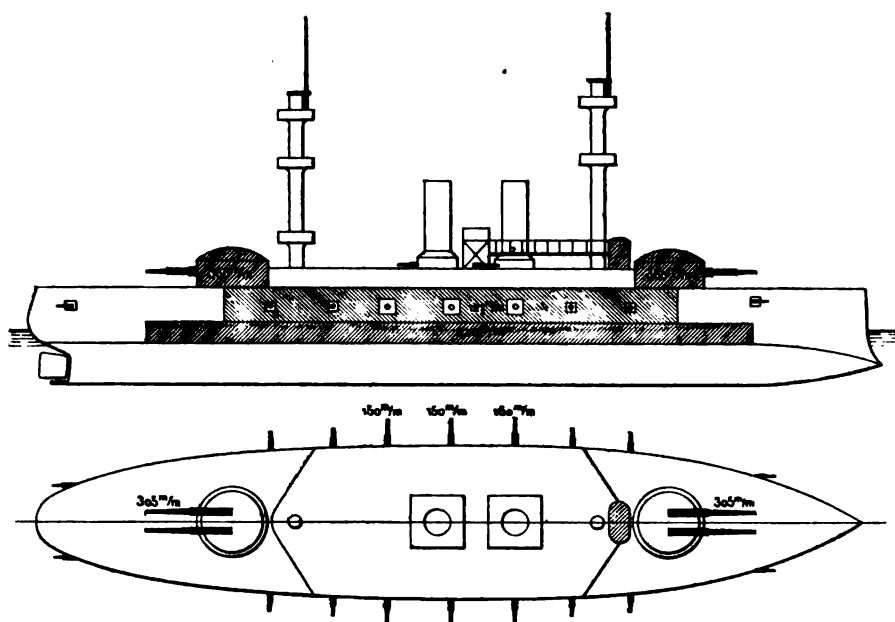
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur.....	105 ^m ,00
Largeur.....	21 ^m ,00
Tirant d'eau arrière.....	7 ^m ,55
Déplacement.....	9500 ^{tx}
Puissance maximum.....	14000 ^{chx}
Vitesse maximum.....	18 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon.....	1000 ^{tx} ?

ARMEMENT.

4 canons de 34^{cm} en deux tourelles.
 8 canons de 15^{cm} T. R. en réduit blindé.
 16 canons de 12^{cm} T. R.
 5 tubes lance-torpilles.

Fig. 15. — Cuirassé russe *Sissoï-Veliky*.



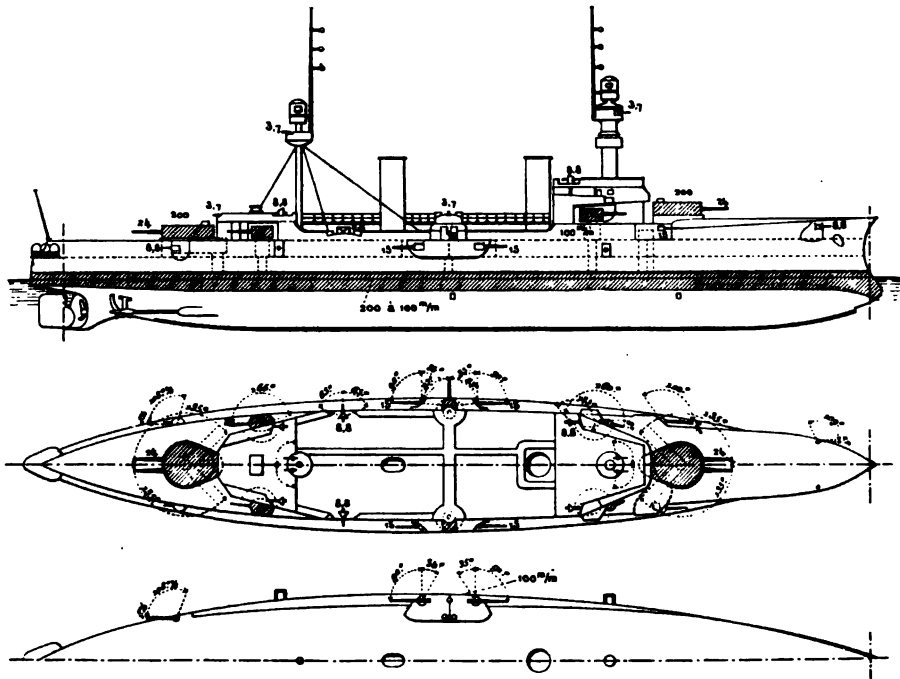
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur.....	105 ^m ,00
Largeur.....	21 ^m ,00
Tirant d'eau arrière.....	7 ^m ,00
Déplacement.....	8860 ^{ts}
Puissance maximum.....	8500 ^{chx}
Vitesse maximum.....	16 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon.....	750 ^{ts}

ARMEMENT.

4 canons de 305^{mm} en deux tourelles.
 6 canons de 152^{mm} T. R. en réduit blindé.
 12 canons de 47^{mm} T. R.
 6 canons de 37^{mm} T. R.
 6 tubes lance-torpilles.

Fig. 16. — Croiseur cuirassé allemand *Ersatz-Leipzig*.



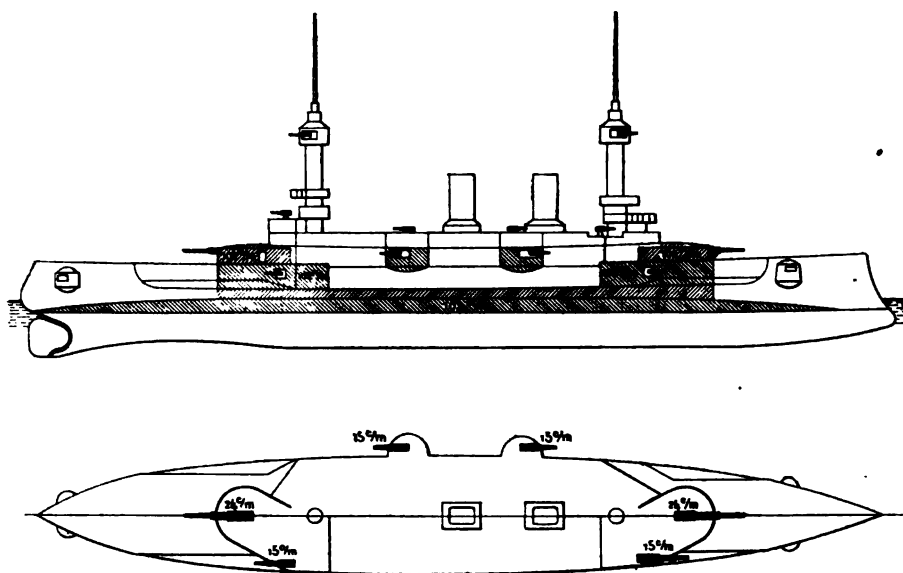
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur entre P. P.....	130 ^m ,00
Largeur.....	20 ^m ,40
Tirant d'eau moyen.....	7 ^m ,9 ⁰
Déplacement.....	10650 ^{ts}
Puissance maximum.....	13500 ^{chx}
Vitesse maximum.....	18 ⁿ ,5
Approvisionnement normal de charbon.....	1000 ^{ts}

ARMEMENT.

4 canons de 24^{cm} T. R. en deux tourelles.
6 canons de 15^{cm} T. R. en casemates blindées.
6 canons de 15^{cm} T. R. en tourelles.
10 canons de 88^{mm} T. R.
10 canons de 37^{mm} T. R.
8 canons de 8^{mm} T. R.
6 tubes lance-torpilles de 45^{cm} dont 5 sous-marins.

Fig. 17. — Croiseur cuirassé autrichien *Kaiser und Kaiserin Maria-Theresia*.



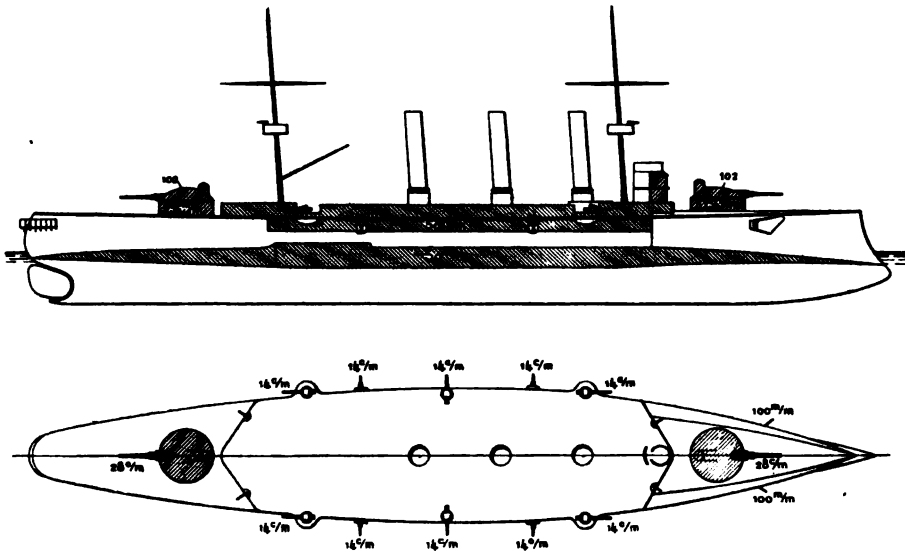
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur.....	114 ^m , 00
Largeur.....	16 ^m , 00
Tirant d'eau arrière.....	6 ^m , 80
Déplacement	5370 ^{ts}
Puissance maximum.....	10300 ^{ch}
Vitesse maximum	19 ⁿ , 7
Approvisionnement normal de charbon.....	740 ^{ts}

ARMEMENT.

- 3 canons de 24^{cm} en deux tourelles.
- 8 canons de 15^{cm} T. R. en réduits et encorbellements blindés.
- 18 canons de 47^{mm} T. R.
- 2 mitrailleuses.
- 4 tubes lance-torpilles.

Fig. 18. — Croiseur cuirassé espagnol *Emperador-Carlos V.*



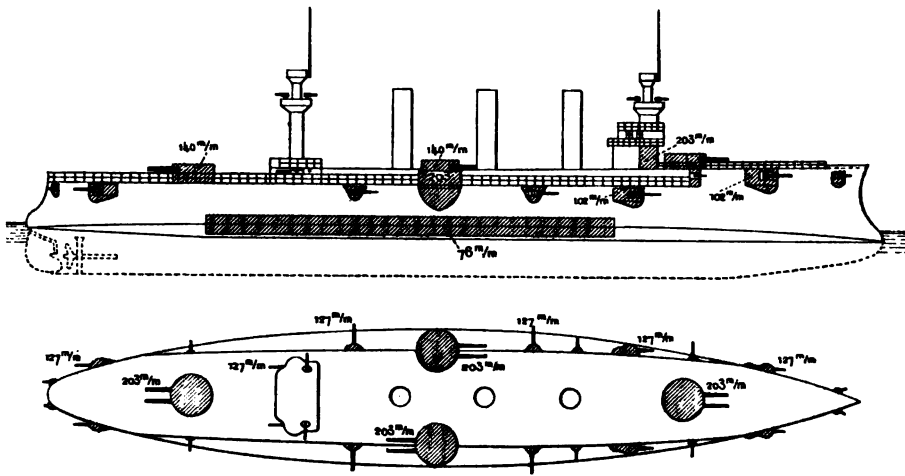
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur entre P. P.....	115 ^m , 82
Largeur.....	20 ^m , 42
Tirant d'eau moyen.....	7 ^m , 62
Déplacement.....	9089 ^{ts}
Puissance maximum.....	18500 ^{ch}
Vitesse maximum.....	20 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon.....	1771 ^{ts} ?

ARMEMENT.

2 canons Hontoria de 28^{cm} en deux tourelles.
10 canons Hontoria de 14^{cm} T. R.
4 canons Hontoria de 40^{cm} T. R.
4 canons de 57^{mm} T. R.
6 mitrailleuses.
6 tubes lance-torpilles (torpilles Schwartzkopff).

Fig. 19. — Croiseur cuirassé américain *Brooklyn*.



DIMENSIONS PRINCIPALES.

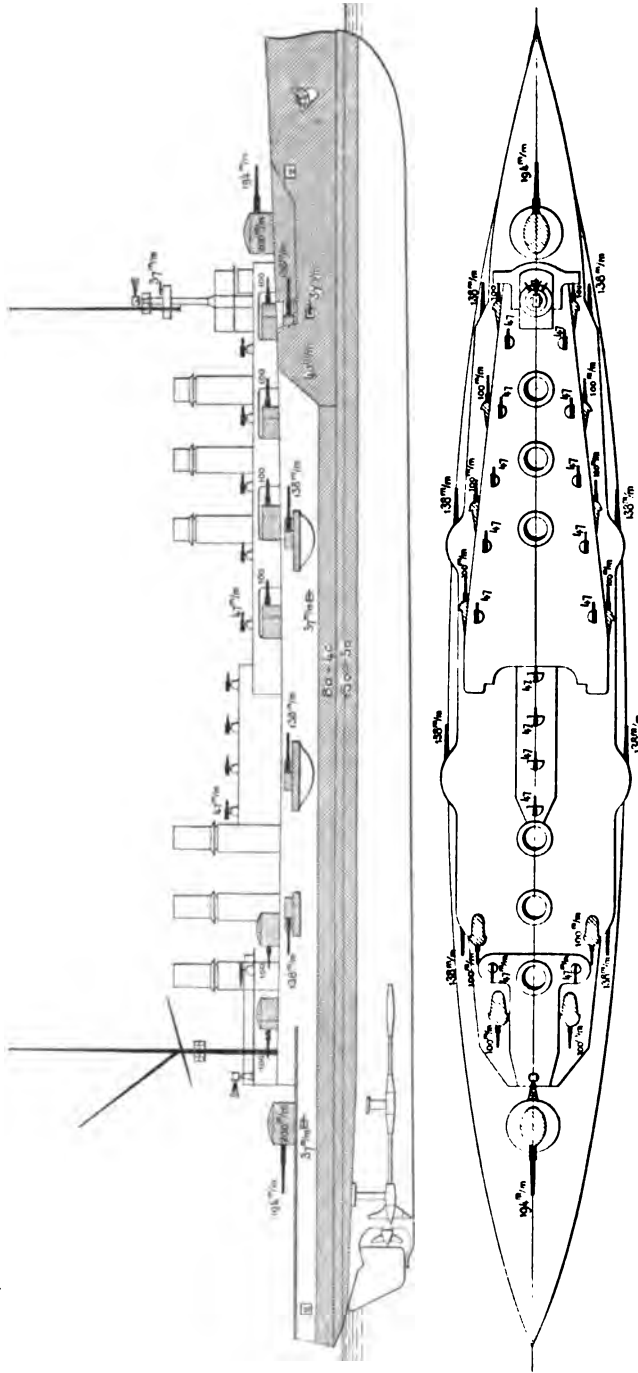
Longueur à la flottaison	122 ^m , 07
Largeur	19 ^m , 56
Tirant d'eau moyen	7 ^m , 31
Déplacement	9375 ¹²
Puissance maximum	17134 ^{shx}
Vitesse maximum	21 ⁿ (1)
Approvisionnement normal de charbon	914 ¹²

ARMEMENT.

8 canons de 203^{mm} en quatre tourelles.
 12 canons de 127^{mm} T. R. en encoorbellements blindés.
 12 canons de 57^{mm} T. R.
 4 canons de 37^{mm} T. R.
 4 mitrailleuses.
 6 tubes lance-torpilles.

(1) Le *Brooklyn* a filé 21,91 nœuds à l'essai de vitesse maximum.

Fig. 20. — Croiseur cuirassé français *Jeanne-d'Arc*.



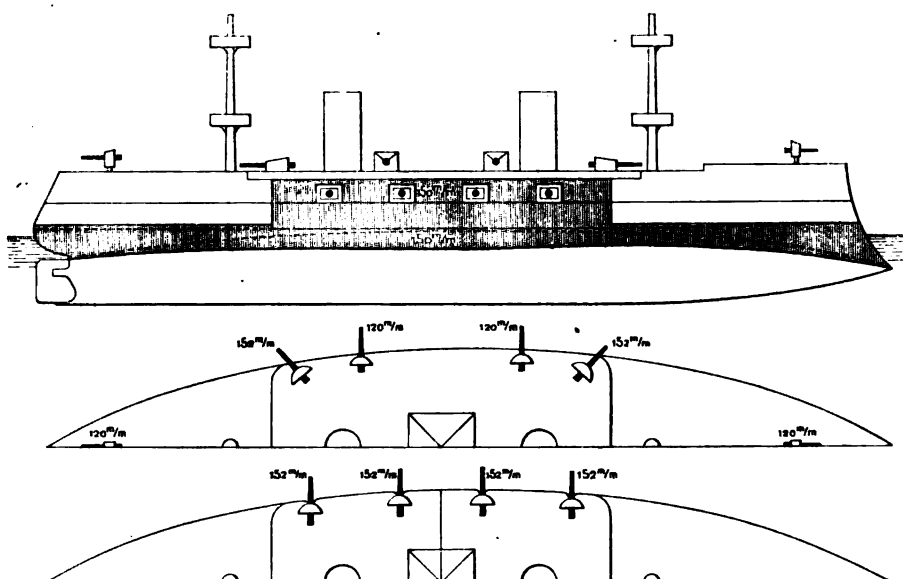
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur	139 ^m , 40
Largeur	19 ^m , 40
Tirant d'eau	7 ^m , 52
Déplacement	11270 ^t
Puissance maximum	28500 ^{ch}
Vitesse maximum	23 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon	1400 ^t

ARMEMENT.

- 3 canons de 194^{mm} en tourelles barbettes.
- 8 canons de 139^{mm} T. R. en encorbellements blindés.
- 12 canons de 100^{mm} T. R.
- 16 canons de 47^{mm} T. R.
- 8 canons de 37^{mm}.
- 2 tubes lance-torilles de 450^{mm}, dont 2 sous-marins.

Fig. 21. — Croiseur cuirassé italien *Carlo-Alberto*.



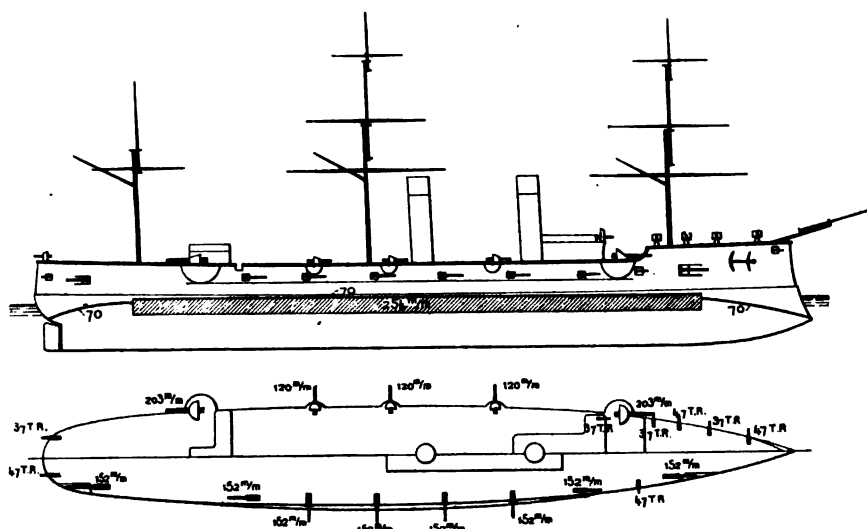
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur.....	99 ^m , 00
Largeur.....	18 ^m , 00
Tirant d'eau arrière.....	7 ^m , 20
Déplacement.....	6500 ^t
Puissance maximum.....	13000 ^{ch}
Vitesse maximum.....	20 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon.....	600 ^t

ARMEMENT.

12 canons de 152^{mm} T. R. en réduit blindé et en encorbellement.
 6 canons de 120^{mm} T. R.
 2 canons de 75^{mm} T. R.
 10 canons de 57^{mm} T. R.
 10 canons de 37^{mm} T. R.
 5 tubes lance-torpilles.

Fig. 22. — Croiseur cuirassé russe *Rurik*.



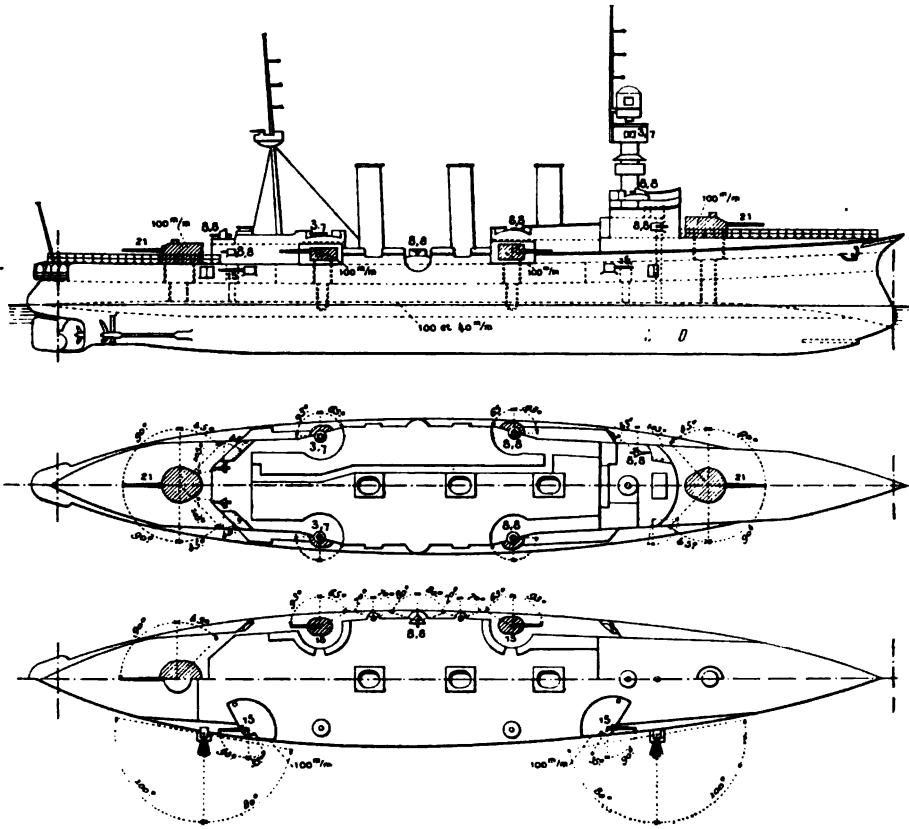
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur.....	133 ^m , 00
Largeur.....	20 ^m , 00
Tirant d'eau arrière.....	8 ^m , 20
Déplacement.....	10900 ¹²
Puissance maximum.....	13250 ^{chx}
Vitesse maximum.....	19 ⁿ , 5
Approvisionnement normal de charbon.....	2000 ¹²

ARMEMENT.

4 canons de 203^{mm}.
 16 canons de 152^{mm} T. R.
 6 canons de 127^{mm} T. R.
 26 canons légers.
 5 tubes lance-torpilles.

Fig. 23. — Croiseur protégé allemand *Ersatz-Freya*.



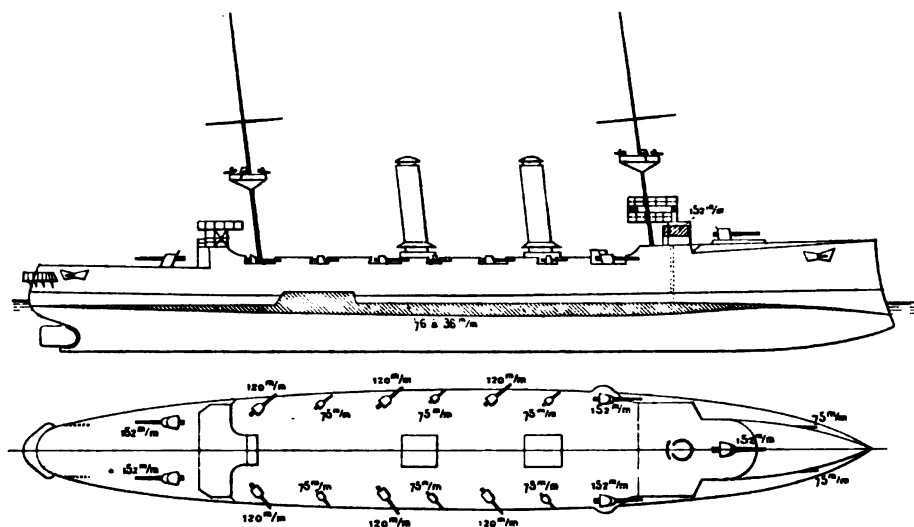
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur entre P. P	105 ^m ,00
Largeur	17 ^m ,40
Tirant d'eau moyen	6 ^m ,25
Déplacement	5650 ^{ts}
Puissance maximum	10000 ^{ch}
Vitesse maximum	18 ⁿ ,5
Approvisionnement normal de charbon	500 ^{ts}

ARMEMENT.

- 2 canons de 21^{cm} T. R. en deux tourelles.
- 4 canons de 15^{cm} T. R. en casemates blindées.
- 4 canons de 15^{cm} T. R. en tourelles.
- 10 canons de 88^{mm} T. R. avec masques.
- 10 canons de 37^{mm} T. R.
- 4 canons de 8^{mm} T. R.
- 3 tubes lance-torpilles de 450^{mm} sous-marins.

Fig. 25. — Croiseur protégé anglais *Éclipse*.



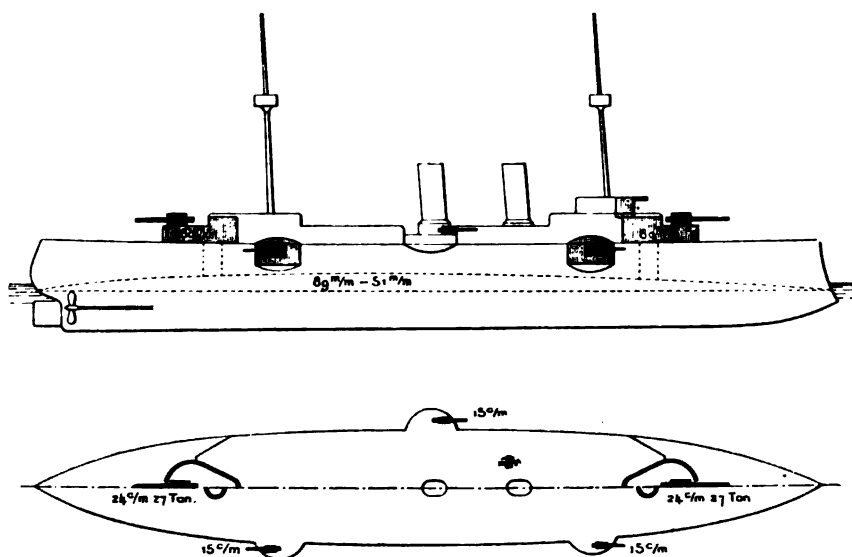
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur	106 ^m ,75
Largeur.....	16 ^m ,32
Tirant d'eau moyen.....	6 ^m ,25
Déplacement.....	5700 ^{ts}
Puissance maximum.....	9600 ^{chx}
Vitesse maximum.....	19 ⁿ ,5
Approvisionnement normal de charbon	550 ^{ts}

ARMEMENT.

5 canons de 152^{mm} T. R.
 6 canons de 120^{mm} T. R.
 8 canons de 75^{mm} T. R.
 1 canon de 47^{mm} T. R.
 4 mitrailleuses.
 5 tubes lance-torpilles dont 2 sous-marins.

Fig. 26. — Croiseur protégé autrichien *Kaiser-Franz-Joseph*.



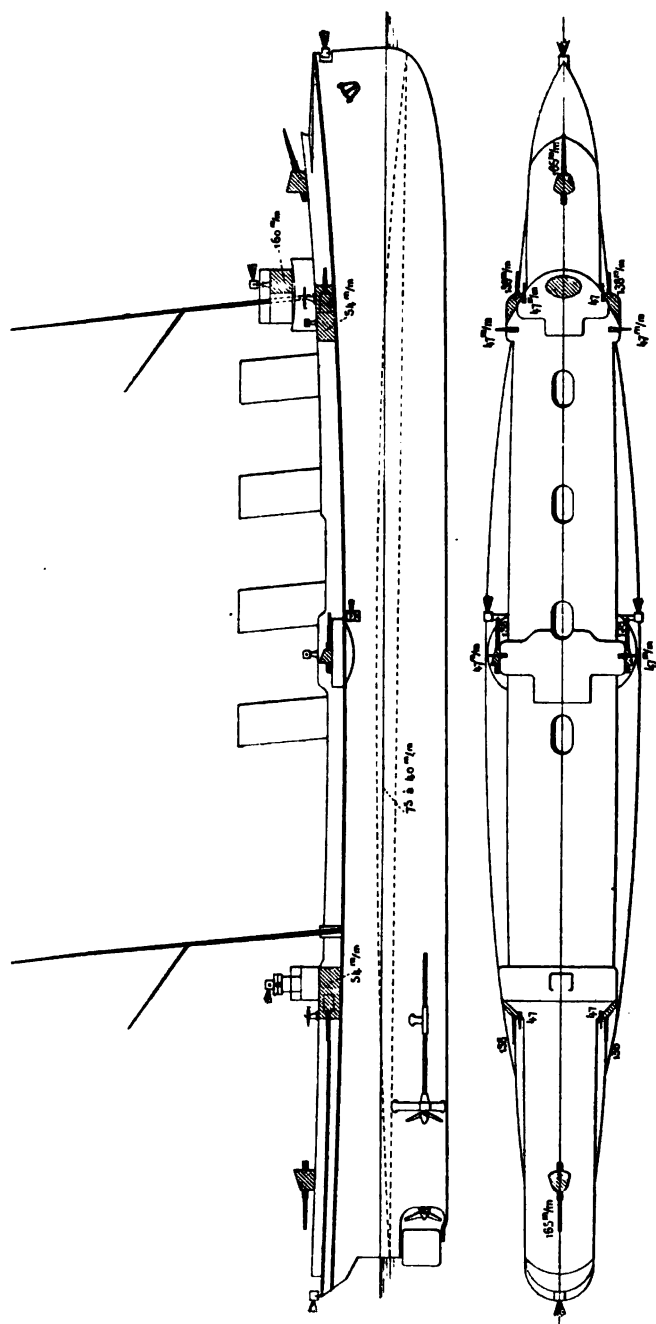
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur	103 ^m ,00
Largeur.....	15 ^m ,00
Tirant d'eau moyen.....	6 ^m ,15
Déplacement.....	4000 ^{ts}
Puissance maximum.....	9800 ^{ch}
Vitesse maximum.....	19 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon.....	660 ^{ts}

ARMEMENT.

2 canons de 24^{cm}.
 6 canons de 15^{cm} T. R.
 12 canons légers T. R.
 4 tubes lance-torpilles.

Fig. 27. — Croiseur protégé français *Chateaurenault*.



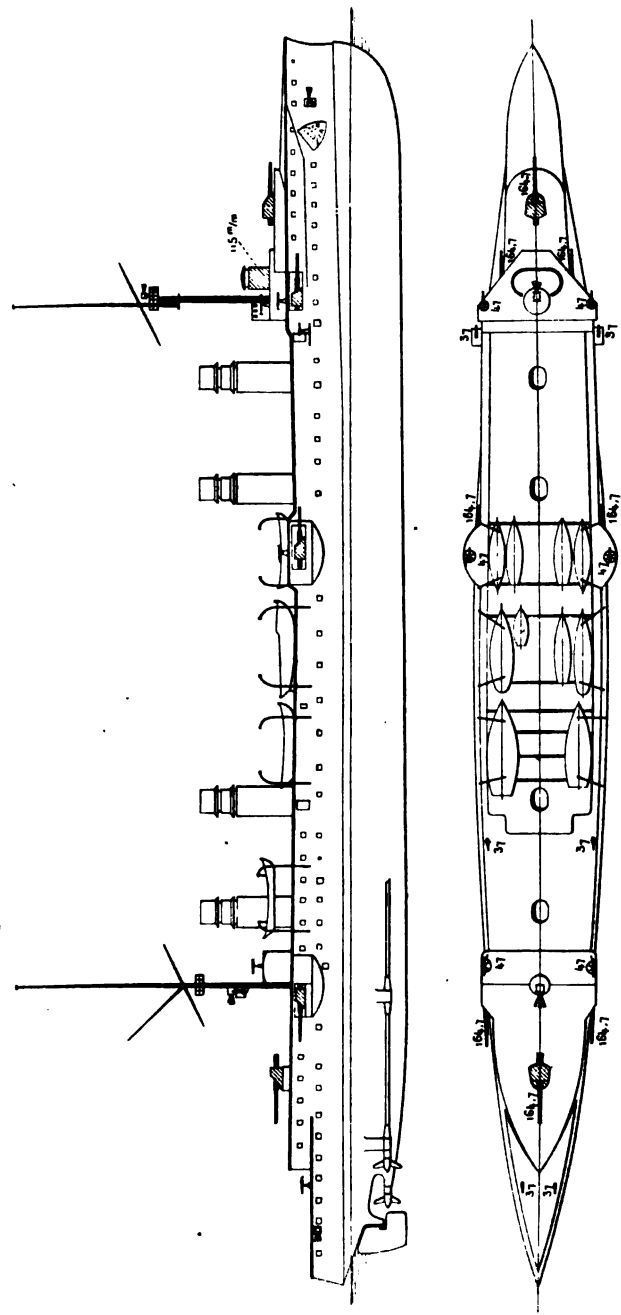
DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur entre P. P.....	135 ^m ,00
Largeur.....	17 ^m ,00
Tirant d'eau moyen.....	6 ^m ,85
Déplacement.....	8018 ^{ts}
Puissance maximum.....	23000 ^{che}
Vitesse maximum.....	23 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon.....	1400 ^{ts}

ARMEMENT.

2 canons de 163^{mm} T. R. avec masques.
 6 canons de 138^{mm} T. R. en encorbellements blindés
 10 canons de 47^{mm} T. R.

Fig. 28. — Croiseur protégé français *Jurien-de-la-Gravière*.



DIMENSIONS PRINCIPALES.

Longueur entre perpendiculaires	137 ^m , 00
Largeur	15 ^m , 00
Tirant d'eau moyen	6 ^m , 05
Déplacement	5686 ^{ts}
Puissance maximum	17400 ^{ch}
Vitesse maximum	23 ⁿ
Approvisionnement normal de charbon	600 ^{ts}

ARMEMENT.

- 8 canons de 165^{mm} T. R.
- 10 canons de 47^{mm} T. R.
- 6 canons de 37^{mm} T. R.
- 2 tubes lance-torilles de 450^{mm} sous marins.

SOMMAIRE DU MÉMOIRE DE M. LEFLAIVE.

PREMIÈRE PARTIE.

DE L'ART DU CONSTRUCTEUR.

I. — *Poids de coque et accessoires de coque.*

Rapport du poids de coque au déplacement total sur les cuirassés, les croiseurs, les torpilleurs. — Emploi de l'aluminium.

Navires doublés en bois; raisons qui le font adopter : navires de stations lointaines; navires modernes à grand rayon d'action.

Formes extérieures de la carène. — Étude des meilleures formes pour les œuvres vives. — Avants à éperons; arrières en forme de voûte. — Stabilité; grands et petits $\rho - a$; quilles de roulis.

Étude des œuvres mortes. — Hauteur de franc bord à l'avant. — Monitors, cuirassés et croiseurs.

De l'habitabilité. — Ventilation, chauffage à la vapeur; emploi de l'électricité; revêtements divers, matériaux incombustibles.

II. — *Machines et chaudières.*

Machines. — Dispositions générales : nombre de machines, nombre d'hélices, position des machines par rapport aux chaudières.

Différents types de machines employés : type horizontal, type vertical; machines à double, à triple expansion; système de conduite des tiroirs. — Conduite des appareils auxiliaires, pompe à air, turbines, pompes alimentaires.

Résultats obtenus : consommation par cheval, réchauffeurs d'alimentation. — Poids par cheval; vitesse du piston.

III. — *Protection.*

Division des navires en navires cuirassés et en navires non cuirassés. Proportion du poids total affecté à la cuirasse.

Navires cuirassés : ceinture totale ou partielle; pont blindé droit ou courbe. — Protection de la stabilité; cloisonnement de la tranche cellulaire.

Cuirasse des œuvres légères; cuirasse de cofferdam, réduits blindés. De la protection contre les obus à grande capacité d'explosifs. — Protection de l'avant et de la navigabilité; traverses blindées.

Protection du commandant et des organes de commande; position des abris du commandant.

Protection de l'artillerie proprement dite; tourelles de gros et de moyen calibre; tourelles fermées, tourelles barbottes.

Métal employé pour les blindages : plaques compound, plaques en acier ordinaire, en nickel-acier, en acier harvéyé. Réduction des épaisseurs.

IV. — *Artillerie et torpilles.*

Artillerie. — Développement de l'artillerie à tir rapide; son influence sur les dispositions des emménagements. — Dispositions générales : tir en chasse. — Consolidation des ponts contre les efforts au recul et sous le souffle des pièces. — Service des munitions, monte-charges divers.

Données particulières sur les canons et les affûts. Canons frettés au fil d'acier. — Fermetures de culasse. — Affûts à lames, à glycérine; récupérateurs.

Projectiles. — Projectiles de rupture et à grande capacité d'explosifs.

Disposition des canons : canons simples en tourelles; canons jumelés; canons superposés. Tourelles balancées.

Manœuvre : pointage en hauteur, en direction; manœuvre à bras, à la pression hydraulique, à l'électricité.

Torpilles. — Principales torpilles adoptées : Whitehead, Howell, Schwartzkopf.

Installation des tubes à bord; tubes sous-marins. Tirs dans l'axe et par le travers.

V. — *Combustible.*

Charbon. — Approvisionnement en charge normale, en surcharge. — Distance franchissable; coefficient de distance franchissable.

Pétrole. — Chauffage au pétrole pur; chauffage mixte. Extension du chauffage au pétrole sur les différents navires.

Avenir du chauffage au pétrole dans les marines de guerre : avantages principaux.

Sources de pétrole; pays qui ont plus de facilité pour l'employer.

DEUXIÈME PARTIE.

FORCES NAVALES DES DIFFÉRETS PAYS.

Sens suivant lequel se développent les divers types de navires. Classification des navires de guerre.

Du développement du matériel naval : état des tonnages des navires en construction et à flot en 1886 et en 1896.

Croquis schématiques représentant les nouveaux types des navires mis en chantier ou entrés récemment en service.

Discussion du Mémoire de M. Leflaive.

M. FERRAND demande à quel déplacement il faudrait arriver pour transformer le croiseur cuirassé en cuirassé de combat.

M. LEFLAIVE estime qu'il faudrait aller à 13 500 ou 14 000 tonnes; M. Ferrand compte qu'il faudrait atteindre 15 000 ou 16 000 tonnes.

M. DEGOUY, revenant sur les conclusions de M. Leflaive, qui préfère l'homme fort à deux hommes faibles, pense qu'il ne faudrait pas abuser de ce principe, car deux bateaux ont toujours un avantage au point de vue stratégique sur un ennemi isolé; entre deux groupes, l'un de quinze navires de 10 000 tonnes et l'autre de dix navires de 15 000 tonnes, l'avantage matériel et moral est aux quinze navires; le nombre donne un avantage moral qui est très important.

M. FERRAND fait remarquer que le type *Majestic*, par exemple, mieux protégé, atteindrait 18 000 tonnes, et se demande si dix de ces navires ne vaudraient pas mieux que quinze du type actuel.

M. DEGOUY répond que le nombre intervient dans les opérations stratégiques, et qu'on ne peut le négliger.

M. BERTIN estime que, si les bâtiments très forts ont la supériorité matérielle sur leurs adversaires, l'effet moral dû au nombre de ces derniers changera de côté au bout de peu de temps, pendant le combat.

M. DEGOUY attache une grande importance à l'éperon, dont on ne se préoccupe pas assez.



NOTE SUPPLÉMENTAIRE

SUR LES

BATEAUX A FAIBLE TIRANT D'EAU

AVEC HÉLICES SOUS VOUTE,

PAR M. PIAUD,
Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

En examinant l'année dernière les résultats donnés par les canonnières de la Compagnie des Messageries fluviales de Cochinchine, j'ai cherché à faire ressortir les grands avantages que les bateaux à hélices sous voûte présentent pour la navigation coloniale. A l'appui des conclusions auxquelles je suis arrivé, je suis heureux de pouvoir, aujourd'hui, apporter à l'*Association technique maritime* un nouvel exemple très intéressant de ce genre de construction. Il s'agit de deux vapeurs commandés à MM. Claparède frères par M. Suberbie, pour le compte de la Compagnie coloniale des Mines d'or de Suberbieville et de la côte ouest de Madagascar, qui les destine à la navigation du Betsiboka, entre la mer et Suberbieville. Ils se nomment *Derome* et *Haberer* (Pl. VI).

Le programme imposé aux constructeurs était le suivant :

- Vapeurs à hélice;
- Tirant d'eau maximum en action : 0^m,35;
- Vitesse en route libre : 10 nœuds;
- Vitesse avec 80 tonnes à la remorque : 6^{km}.
- Appareil moteur marin à condensation par surface;
- Machine auxiliaire pour les différentes pompes du moteur;
- Approvisionnement de charbon pour 100 milles à la vitesse de 10 nœuds, plus un exposant de charge de 500^{kg};
- Tente recouvrant tout le bateau et rideaux tout autour;
- Chambre des machines close contre les sables entraînés par les tourbillons de vent;

Protection des hélices contre les troncs flottant à la surface ou entre deux eaux et contre les lianes envasées;

Visite, changement ou réparation très rapide des hélices;

Roue de gouvernail placée tout à fait à l'avant pour voir et éviter les corps flottants;

Guindeau à main pour relever les ancres;

Exécution, essais sur la Seine, démontage, emballage, transport et embarquement au Havre en quatre-vingt-six jours.

Pour remplir ce programme, MM. Claparède frères ont construit des vapeurs à deux hélices sous voûte, à prise d'eau latérale disposée suivant un système qu'ils ont fait breveter, de 15^m de longueur, 2^m,800 de largeur au fort, pour pouvoir être expédiés par chemin de fer au port d'embarquement.

Creux de 1^m, du dessus de la tôle quille au-dessus de la lisse de plat-bord; tirant d'eau de 0^m,35 en action.

L'appareil moteur de chaque bateau comprend deux machines indépendantes, verticales, compound, ayant des cylindres de haute pression et basse pression de 150^{mm} et 255^{mm} de diamètre et de 180^{mm} de course, actionnant chacune une hélice;

Une seule chaudière aquatubulaire d'un système nouveau;

Un condenseur par surface, commun aux deux machines motrices et aux machines de servitude;

Une machine auxiliaire commandant la pompe à air et celle de circulation;

Deux pompes alimentaires indépendantes puisant à la bêche ou à la rivière;

Enfin un réchauffeur d'eau d'alimentation par la vapeur d'échappement des machines.

Le timbre de la chaudière a été fixé à 12^{kg}.

Toutes les autres dispositions du programme se trouvent d'ailleurs remplies par la disposition générale de l'ensemble, qui comporte entre autres deux gouvernails placés à l'arrière, chacun d'eux dans l'axe d'une des hélices et manœuvrés ensemble par l'intermédiaire de drosses en fil d'acier au moyen d'une roue à gouverner placée à l'avant.

Chacun de ces vapeurs a un déplacement de 9 tonnes, leur profondeur de carène est égale au tirant d'eau de 0^m,35 et le maître couple correspondant est d'environ 0^mq,95.

Les hélices sont placées sous des voûtes offrant une disposition particulière qui permet à l'eau d'y arriver beaucoup plus facilement et plus abondamment que dans les voûtes employées jusqu'ici, surtout lorsque ces bateaux naviguent sur les hauts fonds qu'ils sont appelés à franchir.

Outre cet avantage intéressant et qui s'est traduit par les vitesses obtenues, cette disposition des voûtes permet de placer les hélices presque complètement à l'extrême arrière, et, par suite, de perdre moins de déplacement qu'avec les voûtes ordinaires.

Enfin les canaux permettant l'accès latéral de l'eau dans les voûtes donnent à la partie centrale de la carène, en avant des propulseurs, une forme qui, bien que très aplatie par suite de son peu de hauteur, n'en conserve pas moins des sections horizontales ou lignes d'eau affinées, se rapprochant beaucoup de celles des carènes ordinaires, c'est-à-dire présentant une forme pointue vers l'arrière.

Il en résulte le grand avantage de conserver une bonne stabilité de route dans la marche en arrière, ce qu'on n'obtenait pas jusqu'ici, même pour des bateaux ayant beaucoup plus de tirant d'eau, munis soit d'une roue à l'arrière, soit d'hélice sous voûte, parce que, dans ces bateaux, l'eau se diffuse à l'avant du propulseur, sous le fond plat du bateau, dès le commencement de la marche en arrière, puis prend une direction oblique quelconque pour se dégager au plus vite de dessous le bateau, plutôt que d'en longer le fond sur toute sa longueur.

Cette direction oblique, qui s'établit tantôt d'un côté, tantôt de l'autre, a pour effet de faire pivoter le bateau sur lui-même, les gouvernails restant impuissants à changer ou arrêter ce mouvement. Tandis que, dans le cas du *Derome* et du *Haberer*, l'eau refoulée par les hélices se dégage également de chaque côté, comme pour les bateaux ordinaires, à cause de la forme affinée de la partie arrière de la carène.

Sur ces deux bateaux, chacune des hélices est protégée contre les troncs flottants à la surface par les formes mêmes du bateau, et contre ceux qui flottent entre deux eaux et les herbes envasées par un grillage robuste en acier forgé, qui s'étend sous toute la voûte, avec des mailles de 0^m,30 seulement d'écartement. Les hélices, qui ont 0^m,70 de diamètre, sont à quatre ailes et en acier moulé; chacune des ailes est rapportée sur le moyeu et très facilement démontable. Le sommet des voûtes, au-dessus des hélices, est muni d'une porte en bronze qui se ferme au moyen d'un joint en caoutchouc et d'écrous à oreilles, de sorte qu'en cas d'avarie à une hélice, malgré son grillage protecteur, la réparation peut être faite, pour ainsi dire, instantanément et très commodément.

D'après ce qui précède, on peut noter en passant que ces vapeurs sont très complets comme machinerie et que si l'on retranche du délai total fixé pour leur livraison, le temps nécessaire aux essais en Seine, au démontage, à l'emballage, à l'expédition et à l'embarquement, le temps employé à la construction proprement dite a été relativement très court; aussi il n'y avait pas un instant à perdre et dès les derniers joints de la tuyauterie terminés on a immédiatement procédé aux essais.

Ces essais, effectués sous le contrôle des ingénieurs du Bureau Veritas qui en avaient été chargés par M. Suberbie, se sont faits les derniers jours d'octobre dans des conditions très défavorables, par suite de la crue exceptionnelle de la Seine dont le courant était très violent.

En outre, la pluie continuelle qui n'a cessé de tomber pendant la durée des

essais a surchargé les bateaux dont le fond, absolument plat, rendait l'assèchement complet assez difficile, ce qui n'a pas permis de profiter du boni de plusieurs décimètres carrés réalisé sur la surface prévue pour le maître-couple.

Malgré ces circonstances de temps très désavantageuses, les résultats obtenus entre les bornes kilométriques 33 et 37 ont été les suivants pour les essais en route libre :

	<i>Derome.</i>	<i>Haberer.</i>
Puissance indiquée moyenne des deux machines du même bateau	82 ^{chx} , 65	86 ^{chx} , 25
Vitesse relevée.....	10 ^{nœuds} , 12	10 ^{nœuds} , 073
Nombre de tours moyen pour les deux machines du même bateau.....	322	325
Surface immergée du maître-couple.....	0 ^{m²} , 95	0 ^{m²} , 94
Valeur de M correspondante.....	2, 283	2, 232

Le remorquage auquel ces bateaux sont destinés est celui de pirogues calant environ 0^m, 50 en charge, avec une portée en lourd de 15 tonnes et un coefficient de carène de 0,60. N'ayant pu trouver sur la Seine des bateaux de ce genre, on dut se borner à faire les essais de remorque avec un chaland de forme rectangulaire, très lourd, chargé avec de la ferraille de manière à avoir un maître-couple de 3^{m²}, 20.

Pour ces essais de remorquage les vapeurs avaient le même tirant d'eau que pour les essais en route libre, la somme des maîtres-couples B² + B'² était de 4^{m²}, 15.

Les résultats ont été :

	<i>Derome.</i>	<i>Haberer.</i>
Puissance indiquée moyenne des deux machines du même bateau	55 ^{chx} , 25	50 ^{chx}
Vitesse moyenne relevée	5 ^{nœuds} , 89 = 10 ^{km} , 907	5 ^{nœuds} , 56 = 10 ^{km} , 296
Nombre de tours moyen pour les deux machines d'un même bateau.....	214	209, 5
Sommes des surfaces immergées des maîtres-couples B ² + B' ²	4 ^{m²} , 15	4 ^{m²} , 15
Valeur de M' correspondante..	2, 488	2, 476

Pendant tous ces essais, le fonctionnement des appareils moteurs n'a donné lieu à aucun incident; la conduite de la chauffe, bien que les chaudières soient d'un type aquatubulaire très léger puisqu'elles pèsent, eau comprise, moins de 2 150^{kg} par mètre de grille, s'est faite régulièrement.

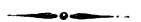
Les conditions imposées par le programme, qui présentaient certaines dif-

ficultés, notamment l'emploi d'un propulseur déterminé dont le rendement pouvait être très faible, étant donné le tirant d'eau fixé, ont donc été remplies largement; ce résultat doit être attribué aux formes particulière de carène et de propulseurs qui ont été appliquées pour la première fois par MM. Claparède frères. C'est en effet la première fois, croyons-nous, qu'on ait construit des vapeurs à hélice de 100^{ch} environ de puissance, ne calant que 0^m, 35.

La facilité avec laquelle les diverses évolutions de virage et d'accostage se sont faites pour toutes les manœuvres des essais, tant en route libre qu'en remorque, à un moment où la navigation était interrompue par suite de la violence de la crue, a montré que ces vapeurs sont, malgré leur faible tirant d'eau, d'excellents remorqueurs capables d'assurer pratiquement le service difficile pour lequel ils ont été construits.

En résumé, cette nouvelle expérience permet de constater une fois de plus que l'installation des hélices sous voûte donne la possibilité d'utiliser une puissance considérable sur des bateaux à très faible tirant d'eau. Si la valeur de *M* est restée inférieure à celle que nous avons trouvée sur les canonnières construites par M. Dubigeon, il convient de remarquer que les bateaux dont il s'agit sont beaucoup plus petits, et aussi que les essais ont été faits dans de très mauvaises conditions, en raison du courant violent de la Seine; enfin, que les hélices sont moins immergées que dans les bateaux similaires.

Il est à remarquer aussi qu'en remorque, lorsque la vitesse s'est rapprochée de la moyenne ordinaire pour des bateaux de 0^m, 35 de tirant d'eau, la valeur de *M* a notablement augmenté; enfin, il est à présumer que sur des fonds relevés, c'est-à-dire avec très peu d'eau sous la quille, la disposition de la coque permettant à l'eau d'accéder latéralement aux hélices atténuera dans une large proportion la perte de vitesse constatée sur les bateaux antérieurement construits : il y a évidemment là un progrès très intéressant.



DERELICTS,

PAR M. DIBOS,

Ingénieur,
Lauréat de l'Institut.

Il m'a semblé ne pas m'écarter du but de l'institution de notre Association qui, entre autres soins, s'est donné à tâche de poursuivre les recherches qui peuvent être de nature à faire progresser les méthodes d'exploitation maritime, et il m'a paru qu'une des premières conditions du progrès était de rechercher, dans la mesure du possible, à augmenter la sécurité des routes maritimes en s'ingéniant à diminuer les dangers croissants qui s'y présentent, complétement aux perturbations météorologiques inévitables, par suite du nombre toujours plus grand des épaves de bâtiments de tout tonnage abandonnés par leurs équipages à la suite d'avaries produites, ou non, par la tempête.

En 1893, l'*Army and Navy Register* (anglais) indiquait que le nombre des épaves signalées de 1887 à 1891, et ne provenant d'aucun naufrage connu, atteignait le chiffre déjà respectable de 625 rencontrées plusieurs fois sous des latitudes diverses.

A ces 625 épaves, il faut ajouter 139 autres rencontrées une seule fois, et, parmi elles, 16 de ces derelicts sont en dérive sur la grande route transatlantique de New-York aux ports de France et d'Angleterre.

D'autre part, l'*U. S. Hydrographic Office*, dans son *Bulletin* n° 107, publié en 1894, indique avoir reçu 5024 rapports de mer concernant 1628 derelicts rencontrés sur le seul Atlantique nord, et dont 482 ont été reconnus et 1186 n'ont pu l'être.

Dans ce remarquable travail de C.-D. Sigsbee, Commandant de la Marine des États-Unis, Hydrographe, on le sait, les renseignements les plus complets sont réunis et joints à des cartes dont on connaît la renommée notoire parmi les Marines de tous les pays. On ne saurait trop louer l'*U. S. Hydrographic Office* de la grande libéralité avec laquelle il diffuse ces précieux renseignements, et

l'on ne peut que regretter que cette publication concernant les derelicts ne soit faite que par période de six années, qu'il serait souhaitable de voir réduire de moitié, étant donné qu'aujourd'hui la navigation à vapeur tend à s'accroître de plus en plus par rapport à la navigation à la voile, par conséquent facilite singulièrement la transmission rapide des observations faites à la mer et permet de croiser dans tous les parages.

L'*U. S. Hydrographic Office*, par l'établissement des Tables qu'il en a faites, est arrivé à reconnaître que, en moyenne, un *navire derelict* reste en dérive environ 30 jours après le sinistre. On voit que, pendant ce long espace de temps, l'épave flottante peut être cause de multiples catastrophes.

A mon récent voyage aux États-Unis, cette année, les renseignements qui m'ont été fournis indiquent une augmentation sensible des derelicts qui hantent notamment la côte est de l'Amérique du Nord, depuis le cap Floride jusqu'au cap Canso, en accusant une densité plus accentuée au large du cap Hatteras, et se rencontrant le plus souvent à compter du 25° jusqu'au 45° parallèle nord, et du 77° au 50° méridien ouest de Greenwich. Ces épaves diminuent en nombre de plus en plus au fur et à mesure que l'on fait route vers l'est du Monde, en quittant la côte américaine. Du cap Romain au cap Cod, en passant par : cap Fear, cap Hatteras, cap Henry, cap Charles, cap May, Sandy-Hook, Long-Island, les carènes de navires sombrés et abandonnés hérissent positivement la côte américaine.

D'après les indications des Pilot-Charts, les régions du Gulf Stream, près des côtes est d'Amérique, où l'on rencontre le plus fréquemment des derelicts sont situées au nord du 30° de latitude nord, et à l'ouest du 60° de longitude ouest. On sait que, mensuellement, les Pilot-Charts relèvent les routes suivies par les derelicts.

De l'analyse des Tables établies par le Bureau hydrographique des États-Unis, mentionnant le nombre de fois qu'ont été rencontrés certains derelicts, et le total de milles parcourus par ces épaves, en un temps donné, dans l'Atlantique nord, il convient de citer :

D'abord, le trois-mâts goélette *Fannie-Wolston*, abandonné le 15 octobre 1891, et une première fois vu par 36° de latitude et 74° de longitude ouest de Greenwich, rencontré depuis 34 fois à la mer jusqu'au 20 février 1894, ayant ainsi parcouru, à cette dernière date, en 850 jours, 7025 milles et détenant le record du plus long trajet de ce genre.

Comme il est à supposer que ce derelict flotte encore, chaque jour vient ajouter à la somme des milles parcourus.

Le trois-mâts *Wyer-G.-Sargent* est une épave des plus connues. Parti en mars 1891 de Laguna (Mexique) avec une cargaison de bois d'acajou, ce navire de 1500 tonneaux, démâté par un cyclone, fut abandonné par son équipage qui put être recueilli par un navire norvégien. Depuis, le *Wyer-G.-Sargent* erre à l'aventure au gré des courants du Gulf Stream, et a été rencontré vingt-sept fois, notamment par le transatlantique *Asiatic-Prince*.

Il convient de citer encore :

La goélette *Manantico* qui, en 206 jours, parcourut 2600 milles et fut rencontrée huit fois ;

Le trois-mâts barque *Stormy-Petrel* qui, en 164 jours, fut rencontré quinze fois et parcourut 1410 milles ;

La barque italienne *Vincenzo-Perrota*, qui fut reconnue vingt-sept fois en 536 jours et parcourut 2950 milles ; le trois-mâts *Telemach*, qui fut rencontré dix-sept fois en 551 jours et effectua un parcours de 3150 milles ; le brick *Warren-W.* qui, en 175 jours, fut vu dix fois et ne fit pas moins de 1670 milles ; la goélette *W.-L. White*, qui effectua un parcours de 5910 milles en 310 jours et fut rencontré quarante-cinq fois ; une autre goélette, *Ethel-M.-Davis*, ayant effectué 4400 milles en 370 jours et reconnu vingt-sept fois ; le *David-Hunt*, encore une goélette, porté par les courants pendant 4800 milles et rencontré quarante et une fois en 347 jours ; le *Palatka*, toujours une goélette, parcourant en 71 jours 1120 milles et reconnu vingt-trois fois ;

La barque *Carrier-Dove*, effectuant un parcours de 2210 milles en 152 jours et rencontrée vingt-cinq fois, etc.

Le *Lloyd's Weekly Shipping Index*, sous la rubrique *Derelicts and Wreckage*, donne de multiples renseignements provenant de rapports de mer, s'élevant en moyenne à cent indications par mois, sur des rencontres d'épaves diverses, dont le tiers est signalé avec la mention *vraiment dangereuses* et intéresse les côtes des Iles Britanniques et le littoral nord-ouest de l'Europe.

Ces épaves sont constituées aussi bien de carènes flottantes que de débris de coque, de mâture, de cargaison.

Le chargement des navires norvégiens, constitué en madriers de sapins, offre un large contingent de ces épaves flottantes.

Les heurts de ces différents et lourds objets sont à redouter, surtout de nuit.

On se souvient qu'il y a quelques années, aux États-Unis, on conçut l'idée de constituer des trains de bois formés de grands sapins du Canada et de la Nouvelle-Écosse, de relier entre eux ces arbres et d'en former un solide sensiblement cylindrique, contrevenu par des chaînes, et de remorquer des ports d'origine, à New-York, ces radeaux géants. Sous les efforts des dénivellements produits par les lames, au cours de tempêtes, ces radeaux non homogènes ne purent résister, les chaînes se rompirent, et tous ces immenses sapins vinrent accroître encore les multiples et dangereuses épaves de toutes sortes qui voguent à la surface de l'Atlantique nord.

Depuis l'année 1893, dernière date de l'ultime publication du Bureau hydrographique de Washington, en attendant la publication en préparation qui ne paraîtra très probablement pas avant 1899, et d'après les Notes que j'ai pu recueillir aux États-Unis, on peut dire que les années 1894, 1895 ont augmenté de quatre cent quatre-vingt-dix navires derelicts ceux déjà errants dans l'Atlantique nord ; sur ces quatre cent quatre-vingt-dix abandonnés, environ deux cents ont été identifiés.

Ces nouvelles épaves, comme leurs devancières, dérivent dans les mêmes directions connues, et invariables du reste.

Dans l'Atlantique nord, on peut compter sur dix-neuf derelicts constamment à flot, voguant sur le parcours suivi par les diverses lignes de paquebots français, anglais, américains, hollandais, allemands, etc., et pouvant, de nuit, ou par temps de brume ou de brouillard, et alors que ces carènes abandonnées sont naufragées depuis peu, les bois ayant dans ces conditions conservé leur résistance, être la cause de la perte totale d'un de ces rapides *lévriers de la mer* qui font, avec juste raison, l'admiration de tous.

Les collisions à la mer avec les carènes en dérive des navires abandonnés sont beaucoup plus fréquentes qu'on ne veut bien le croire généralement. Ainsi, suivant renseignements d'outre-mer, pour l'Atlantique nord seulement et depuis février 1887, jusqu'en mai 1893, eurent lieu quarante-cinq abordages, sur lesquels neuf de ces collisions amenèrent la perte totale des navires malchanceux, heurtés par le *derelict* : une canonnière, deux vapeurs, six voiliers !

Dix-sept autres abordages, ayant toujours la même cause, endommagèrent très considérablement quatre vapeurs et onze voiliers.

Sept abordages de trois vapeurs et quatre voiliers avec des derelicts n'amènèrent que des dommages légers.

Mais pour des naufrages connus, résultant effectivement de collisions avec des navires derelicts, combien de steamers, de voiliers ont péri corps et biens, sans que l'on sache exactement s'il ne faut pas attribuer avec raison leur perte totale à la rencontre d'un derelict cheminant surnoisement entre deux eaux ?

Il y a quelque temps, je fus appelé à constater les avaries d'un pêcheur-chalutier à vapeur *Nord*, de 67 tonneaux, ayant une machine de 150 chevaux, relâché à Dieppe. Ce bateau se trouvant en Manche, au large de Boulogne, ayant 32^m d'eau sous quille, eut nocturnement son gouvernail, son hélice, son arbre, partie de son étambot, emportés à la suite d'un choc violent qui faillit mettre ce petit bâtiment en perdition. Le chalut n'était pas à la traîne, et l'avis unanime de l'équipage fut qu'on avait heurté au passage une de ces épaves flottantes, navire mi-submergé, qui, malheureusement, viennent vagabonder jusque dans nos mers territoriales.

Il est à noter qu'au lieu où survint cet abordage passent sans cesse les Malles franco-anglaises.

On se souvient du naufrage du superbe paquebot *Orégon*, de 7000 tonneaux et de 152 mètres de long, coulé en plein jour, par beau temps, devant New-York, par une petite goélette en bois !

Évidemment, de par leur construction robuste, leur gabarit, leur cuirassement, les navires de guerre, d'un certain tonnage, sont à l'abri de ces éventualités désastreuses ; mais, en somme, les escadres fréquentent peu les routes transatlantiques nord, alors que ces routes sont incessamment sillonnées par de nombreux paquebots et de multiples navires de commerce.

Le concours des bâtiments de guerre pour aider à la destruction de ces épaves, sur ces parties si fréquentées des Océans, est donc infime forcément.

Durant la période de 1887 à 1893, l'*U. S. Hydrographic Office* dit que soixante-treize derelicts ont pu être détruits : soixante-douze par le feu et un (le trois-mâts *Drisko*, de 248 tonnes), torpillé et éperonné par le navire de guerre *San-Francisco*, de la marine des États-Unis.

Sept tentatives de destruction par le feu sur d'autres bâtiments n'aboutirent pas, parce que ces derelicts portaient des cargaisons de bois devenues trop humides pour être enflammées.

Un autre croiseur, *Atlanta*, de la marine fédérale, essaya de couler un vieux navire abandonné, le *Golden Rule*, qui flottait depuis longtemps déjà sur les routes régulières de l'Atlantique.

Le capitaine Barlett, commandant de l'*Atlanta*, s'exprime ainsi dans son Rapport :

« Nous marchions à grande vitesse, lorsque l'officier de quart signala l'épave au travers de notre route. Je fis encore forcer de vitesse et gouverner de manière à éperonner le *Golden-Rule* à peu près vers le maître-bau. Nous y pénétrâmes comme dans un fromage. Néanmoins, quoique coupée en deux, l'épave ne sombra pas complètement, ayant une cargaison de tonneaux vides, qui en maintint une partie à flot ; mais, en tout cas, elle est devenue infiniment moins dangereuse pour les navires en marche. »

On craignit que, sous l'action du choc violent qu'il avait déterminé, le croiseur *Atlanta* n'eût subi des avaries, et l'on s'empressa de visiter les machines ; on reconnut que la clavette de la manivelle de la machine à haute pression était complètement desserrée et près de tomber. On arrêta cette machine, et le navire rentra à New-York en faisant usage de ses cylindres à basse pression.

Comme, ainsi qu'il a été dit précédemment, les navires de guerre disposant des meilleurs moyens de destruction pour ces derelicts sont en infime minorité dans la nomenclature des bâtiments de toutes espèces venant d'outre-mer, ou y allant ; que, d'autre part, les paquebots évitent, non sans raison, tout retard pouvant amener une défaveur quelconque du public dans le choix de leurs lignes concurrentes ; qu'il n'y a guère que les navires de guerre ou les paquebots qui pourraient utilement se livrer à la destruction de ces épaves, il en résulte que la situation va en s'empirant, au grand dommage des navires ordinaires de la marine du commerce, plus exposés par leurs faiblesses relatives de tonnage comparées à celles, moyennes, des vaisseaux de guerre et des paquebots.

Certes, la majorité des épaves sont des bâtiments abandonnés près des côtes est d'Amérique, et l'Union est la première intéressée dans la suppression de ces écueils flottants, ou non, qui donnent une réputation sinistre à

ces atterrages si difficiles déjà par les brouillards et les glaces qui les bordent à certaines époques de l'année ; mais, comme les courants du *Gulf stream* diffusent sur nos routes régulières européennes nombre de ces derelicts, il serait urgent de chercher à pallier tout au moins les dangers de ces apports néfastes d'outre-mer.

Il conviendrait assurément que nos Congrès maritimes reprissent l'idée émise à la Conférence internationale de Washington en 1887, consistant à construire et armer, spécialement pour la mission qu'ils auraient à remplir, deux ou trois navires à vapeur à marche extra-rapide, munis des engins et des appareils les meilleurs et les plus récents de sauvetage et de destruction.

Ces steamers, dont l'étude tenterait certainement quelques-uns des distingués Membres de notre Association, feraient d'incessantes patrouilles sur les routes maritimes les plus fréquentées, en suivant ou remontant les courants du *Gulf stream*.

Dès qu'un derelict lui serait signalé, le navire destructeur courrait après l'épave, arriverait à la joindre et la réduirait en menus morceaux inoffensifs, en tâchant d'en recueillir ce qui en vaudrait la peine, ou la remorquerait dans le port le plus proche, afin d'y anéantir à l'aise cette carcasse dangereuse.

Ne pourrait-on inciter les capitaines des bâtiments de commerce à chercher à détruire, en essayant de les brûler, les épaves qu'ils rencontreraient, en utilisant partie des ingrédients combustibles qu'ils possèdent en approvisionnement ordinaire à bord ?

Des primes pourraient être accordées à ces capitaines pour chaque *derelict* ou épave mise hors d'état de nuire. Nul doute que les Chambres de commerce, ou institutions similaires, des ports maritimes des nations intéressées ne se fassent un devoir de contribuer, avec les États respectifs, à acquitter ces primes proportionnelles à l'importance du service rendu.

Tous les pays s'intéresseraient certes à une œuvre de ce genre, si l'initiative en était prise résolument quelque part, et certes l'Association des *Naval Architects* n'y demeurerait point étrangère, non plus que le Royaume-Uni et les États-Unis.

Seule une haute personnalité, comme celle du très éminent et vénéré Président que nous avons l'honneur de posséder à la tête de notre Association technique maritime, pourrait se faire écouter aisément de tous, si elle consentait à émettre un avis favorable à la recherche et à l'établissement des moyens les meilleurs de cette protection nouvelle et humaine de tous les passagers, de tous les gens de mer !

Discussion du Mémoire de M. Dibos.

M. HAUSER demande si un capitaine a le droit de détruire une épave : il y a en effet une législation réglant le droit de propriété des épaves.

M. le PRÉSIDENT estime qu'il faudrait à ce sujet une entente internationale, et qu'il y aurait lieu d'attirer l'attention des Pouvoirs publics sur cette question qui intéresse au plus haut point la sécurité de la navigation.



LA TERMINOLOGIE MARITIME,

PAR M. L. MULLER,

Capitaine au long cours.

Depuis que l'emploi des machines à vapeur à bord des navires a fait réaliser à la construction métallique des progrès aussi considérables, il a fallu nécessairement donner des désignations nouvelles à certaines parties des navires comme à leurs nouveaux types. Mais, comme c'est en Angleterre que la construction métallique a commencé par prendre son plus grand essor, ce sont des noms anglais que nous avons adoptés faute de mieux ou plutôt faute d'entente entre les constructeurs, les ingénieurs et les marins.

Aujourd'hui que l'*Association technique maritime* est devenue assez importante pour avoir une autorité morale incontestée, je crois qu'il serait temps d'adopter une terminologie française, bien définie, pour remplacer les termes anglais dont nous nous servons actuellement dans notre langage technique et maritime, d'autant plus qu'il ne paraît pas difficile de trouver leurs équivalents en français.

Dans ce qui va suivre je proposerai certaines désignations, avec l'espoir qu'elles seront discutées et que les membres de l'Association voudront bien en proposer d'autres, sans doute plus appropriées, afin qu'on arrive à ne plus employer que des mots français, comme du temps de notre ancienne marine à voiles.

Le mot **STEAMER** est encore beaucoup trop usité et devrait être remplacé partout par l'expression **NAVIRE A VAPEUR** ou plus simplement par **VAPEUR** au masculin. On sait que nous avons, depuis nombre d'années, un mot qui s'emploie au masculin ou au féminin selon sa signification : c'est le mot **FLÈCHE** qui sert à désigner la voile triangulaire placée au-dessus de la brigantine ou des voiles auriques des goélettes à deux ou plusieurs mâts. On dit, en effet, *le flèche* pour désigner cette voile, en réservant le mot *flèche* (au féminin) pour les extrémités des mâts.

Un autre mot anglais beaucoup trop employé, c'est **CARGOBOAT**, que l'on tra-

duit, le plus souvent, par *navire de charge* ou *vapeur de charge* pour désigner le vapeur qui ne prend que des marchandises. A Marseille j'ai entendu employer l'expression *un cargo* ⁽¹⁾ pour désigner un vapeur de la compagnie des Messageries maritimes affecté à une ligne libre; mais j'estime qu'il serait préférable de se servir du mot français **PORTEUR** en l'appliquant uniquement aux navires à vapeur qui ne sont pas disposés pour le transport des passagers. Le mot **ROULEUR** que M. J.-Ch. Roux, député des Bouches-du-Rhône, a employé dans son dernier rapport sur la marine marchande, ne me paraît pas devoir être adopté. On pourrait désigner par **TRANSPORT** le vapeur transportant des passagers et des marchandises, par **PAQUEBOT** le transport desservant une ligne régulière, et par **PAQUEBOT-POSTE** celui qui est spécialement affecté à un service postal.

Pour le vapeur ou le voilier transportant du pétrole en vrac, l'expression généralement adoptée est celle de **PÉTROLIER** (*vapeur-pétrolier* ou *voilier-pétrolier* de préférence à *vapeur-citerne* ou *voilier-citerne*). Le mot *citerne* devrait être réservé pour les bateaux qui transportent de l'eau douce pour la livrer aux navires mouillés en rade ou stationnant le long d'un quai, d'une estacade, d'une digue ou d'un appontement dépourvus de conduites d'eau.

Le mot **WHARF** devrait être remplacé, dans le langage courant, par les mots français *estacade* ou *appontement* qui en sont la traduction.

Le mot **TONNE** devrait toujours être employé, lorsqu'il s'agit de poids ou de portée en lourd ainsi que pour le déplacement, et le mot **TONNEAU** pour désigner le volume, l'encombrement, la jauge (nette ou brute).

A ce propos, ne serait-il pas rationnel de remplacer par des mètres cubes le jaugeage en tonneaux du système Moorsom, d'autant plus que le système métrique ne doit pas tarder à être adopté aux États-Unis et même en Angleterre? En Allemagne et en Hollande, par exemple, la jauge est donnée en mètres cubes.

Un mot pour lequel on emploie jusqu'à trois orthographes différentes, c'est le mot **ROUFLE** que l'on écrit aussi *rouf* ou *roof*. L'expression la plus française est incontestablement la première et le mot **ROUFLE**, comme dans le règlement du *Bureau Veritas*, ne devrait désigner que ce que les Anglais appellent **DECK HOUSE**.

Pour le mot **BRIDGE HOUSE** ⁽²⁾, on pourrait adopter l'expression **DUNETTE CENTRALE**, de préférence à *château central* qui rappelle trop les navires du siècle passé. Je n'ignore pas que le mot *dunette centrale* n'est pas très approprié, car le mot *dunette* se rapporte à la partie arrière du navire; mais, si je le mentionne, c'est parce que je l'ai entendu employer sur certains navires. On pourrait

⁽¹⁾ Dans son bel Ouvrage sur les *Chaudières marines* notre savant Vice-Président, M. le Directeur des constructions navales Bertin, emploie aussi cette expression pour indiquer un vapeur de charge.

⁽²⁾ *Bridge house* : usually called *Bridge* : is a decked erection from 6 to 8 feet in height and of undefined length, fitted about midships and extending from side to side over the upper deck of a vessel (*Marine Encyclopedia*, by Capt. H. Paasch).

peut-être dire la **STRUCTURE CENTRALE**. Dans tous les cas, il serait bon que l'on s'entendît pour adopter une expression française bien définie. Quant aux parties du *bridge house* qui sont en abord et sont séparées par un passage du ruffle central, on pourrait les désigner par les mots *roufles latéraux*, à moins qu'on ne préfère adopter, pour ces superstructures, le mot **CAROSSE** dont on se sert sur certains paquebots. C'est ainsi que nous les appelions sur plusieurs paquebots de la Compagnie générale transatlantique à bord desquels j'ai navigué comme officier de 1875 à 1883.

Pour l'expression **WATERBALLAST**, qui est si souvent employée, on pourrait, peut-être, adopter le mot **LESTEAU**, par abréviation pour *lest d'eau*, lorsqu'il s'agirait de l'eau servant de lest et **DOUBLE FOND OU COMPARTIMENTS A LESTEAU** pour désigner la partie du navire destinée à contenir le lest d'eau, en dehors des coquerons et des cales étanches.

Il serait aussi urgent d'adopter des expressions françaises bien définies pour remplacer celles dont nous nous servons à défaut d'autres, et qui ne peuvent être bien comprises que par les personnes ayant certaines notions de construction navale.

Ces expressions sont les suivantes :

SPARDECK ⁽¹⁾ (en italien *contro coperta*), **AWNING DECK** ⁽²⁾ (en italien *coperta di manovra*), **SHELTERDECK** ⁽³⁾, **HURRICANEDECK** ⁽⁴⁾, **SHADEDECK** ⁽⁵⁾ (en italien *coperta di tenda*), **WELL DECK** ⁽⁶⁾, **TURRET-DECK**, **TRUNK-DECK** et **WHALEBACK DECK**.

Le *pont principal* pouvant se désigner par le mot **PONT** tout court, on pourrait appeler, dans le langage courant, quelque soit le nombre de ponts du navire considéré et quels qu'en soient les échantillons, **PONT DE MANŒUVRE** le pont complet le plus élevé au-dessus des murailles du navire.

Lorsqu'il s'agit d'un pont complet supporté par des roufles au milieu et par des montants en abord, entre la dunette et le gaillard, ou lors même qu'il n'y aurait ni dunette ni gaillard, on pourrait l'appeler **CONTREPONT** ou *pont sur montants*, en réservant l'expression **PONT DE PROMENADE** pour les ponts partiels s'étendant au-dessus des roufles et n'allant pas d'un bout à l'autre du navire.

Sur certains paquebots dont le *contrepont* et même le *pont de promenade*

(1) *Spardeck-vessels* have 3 or 4 decks or 2 decks and a tier of holdbeams, or 3 decks and holdbeams, differing from the three deck or four deck ships in being of lighter construction.

(2) *Awning-deck vessels* : a one, two, or three deck iron or steel steamer having a light superstructure fitted from end to end above the main deck for the stowage of light goods or for the accommodation of passengers.

(3) *Shelterdeck-vessels*. They only differ from awning deck steamers in having a still lighter superstructure.

(4) *Promenade deck, hurricane deck* : a platform having about the breadth of the upper deck, fitted over the deckhouses of a passenger steamer and used principally as promenade.

(5) *Shadedeck* : a deck of very light construction erected above the main deck of a vessel as a protection from sun and rain.

(6) *Welldeck vessels* have a long poop or raised quarter deck and bridgehouse combined, and a forecastle; the deepening between these superstructures forming the *Well* (*Marine Encyclopedia*, by Capt. H. Paasch).

ont encore au-dessus d'eux un pont léger qui s'étend sur toute la largeur du navire (généralement dans le milieu) et sert souvent à supporter les embarcations, on pourrait désigner ce dernier pont par PONT-TENTE OU PONT-ABRI.

Les *Welldeck vessels* pourraient être désignés par les expressions NAVIRES A PUIXS OU NAVIRES A COFFRE ou à *coffres* s'ils en ont deux.

On pourrait, dans le langage courant, donner aux *Spardeck vessels* les noms de NAVIRES A SURPONT, de même qu'aux *Awningdeck vessels* et aux *hurricaneadeck vessels*, puisque ces dénominations anglaises ne servent qu'à désigner les échantillons de la construction. Les navires à *spardeck* seraient les navires à *surpont* et ceux à *awningdeck* des navires à *surpont léger*.

L'expression PONT DE MANŒUVRE remplacerait celle de *pont supérieur* (*upper deck*).

Les *Shadedeck vessels* seraient désignés par NAVIRES A CONTREPONT ou à *ponts sur montants*.

Quant aux navires à *TURRETDECK*, on pourrait, à la rigueur, les appeler NAVIRES A PONT-TOURELLE, ou les désigner par une autre expression plus susceptible de donner une idée de leur genre de construction.

Ceux à *TRUNKDECK* devraient, d'après notre collègue, M. John Gravell, représentant en chef du *Bureau Veritas* pour le Royaume-Uni, être désignés par NAVIRES A HILOIRES PROLONGÉES. Je crois que l'on pourrait les appeler aussi *navires à pont-coffre*.

Les *Whalebackdeck vessels* sont déjà désignés par l'expression NAVIRES A DOS DE BALEINE qui pourrait être conservée.

En résumé, les ponts situés au-dessus du PONT (que nous désignons aujourd'hui sous le nom de *pont principal*) pourraient être successivement désignés par les noms suivants : *surpont*, *pont de manœuvre*, *contrepont* (ou *pont sur montants*), *pont de promenade* et *pont-tente*.

Pour les ponts situés au-dessous du *pont principal*, celui qui vient immédiatement après est le FAUX-PONT ⁽¹⁾ (*orlop deck*) et celui qui se trouve encore plus au-dessous est le PONT INFÉRIEUR (*lower deck*).

Pour les types de navires à voiles à désigner d'après leur gréement, la plupart sont déjà définis d'une façon suffisamment précise; mais il en est pour lesquels il existe une certaine confusion, et il y en a même dont la dénomination n'est pas encore déterminée.

Dans la Marine marchande, nous désignons le navire qui a un phare carré à l'avant ainsi que deux mâts avec des voiles auriques et des flèches par l'expression TROIS-MATS-GOËLETTE; mais, pour distinguer celui qui a des vergues au mât de misaine de celui qui n'en porte pas et n'a, par conséquent, que des

(1) MM. de Bonnefoux et Paris disent, dans leur *Dictionnaire de Marine à voiles et à vapeur* (p. 330), que « quelques personnes donnent à l'entrepont le nom de *faux-pont*, mais que cette dénomination est vicieuse. Page 360, le *faux-pont* est décrit comme étant la base de l'entrepont.

voiles auriques et des flèches, j'estime qu'on doit l'appeler **GOËLETTE A TROIS MATS**. Par voie de conséquence, on doit désigner par **QUATRE-MATS-GOËLETTE** et **CINQ-MATS-GOËLETTE** ceux qui ont un seul mât à voiles carrées et les trois ou quatre autres avec des voiles auriques et des flèches. Pour ceux qui n'ont pas de phare carré à l'avant, à l'avant, on doit dire **GOËLETTE A QUATRE MATS** et **GOËLETTE A CINQ MATS**. Mais nous n'avons pas encore d'expression pour le navire à quatre mâts dont deux portent des vergues et les deux autres des voiles auriques et des flèches.

Or, puisque le nom de *trois-mâts-barque* est adopté pour le voilier ayant deux phares carrés et un mât barque, c'est-à-dire portant une brigantine et un flèche, je propose d'adopter l'expression **QUATRE-MATS-BIBARQUE** pour le navire qui porte deux mâts carrés et deux mâts barques. Si, plus tard, on construit des navires à cinq mâts dont deux n'auront pas de voiles carrées, on les appellera, par la même raison, des **CINQ-MATS-BIBARQUES**.

On devrait, par analogie, dire **TROIS-MATS-BIBARQUE** au lieu de *trois-mâts-goélette*; mais, cette dernière expression étant adoptée depuis fort longtemps, il serait peut-être difficile de la faire remplacer par la première. Si, cependant, on croyait devoir l'adopter, on devrait, par analogie, dire **BRICK-BARQUE** au lieu de *brick-goélette*. Le mot **GOËLETTE** serait alors complètement réservé aux navires à voiles latines et l'on pourrait les désigner, suivant le nombre des mâts, par *goélette*, *trois-mâts-goélette*, *quatre-mâts-goélette*, etc.

On désigne souvent par *trois-mâts-goélette bâtard* ceux qui ont des vergues au mât de misaine lorsque celui-ci ne comporte qu'un bas-mât et un mât de flèche. Dans ce cas, ces vergues sont relativement plus élevées et moins fortes que celle d'un *trois-mâts-goélette* ordinaire. Par analogie, on devra dire *quatre-mâts-goélette bâtard* pour ceux qui portent des vergues légères au mât de misaine seulement.

Pour les navires à deux mâts, autres que les *bricks* et les *bricks-goélettes*, on désigne ordinairement par *goélette* celui qui a des vergues légères au mât de misaine et par *goélette latine* celui qui n'en a pas.

Quant aux navires à cinq mâts, comme le **CINQ-MATS-BARQUE** *France* ⁽¹⁾, de la maison A.-D. Bordes et fils, de Paris, qui a été pendant plusieurs années le plus grand voilier du monde, j'avais pensé, d'accord avec notre collègue, le capitaine Voisin (qui en a surveillé la construction à Glasgow avant d'en prendre le commandement), qu'il fallait désigner les mâts de la façon suivante, plutôt que donner un nouveau nom au cinquième mât, comme on l'a fait en anglais : *misaine-avant*, *misaine-arrière*, *grand-mât-avant*, *grand-mât-arrière* et *artimon*; mais cette dénomination n'a pas prévalu et l'on

(1) Le cinq-mâts-barque *France* (de 39½ de jauge brute) est dépassé, depuis peu, par le cinq-mâts-barque *Potosi*, de Hambourg, qui jauge seulement 13½ bruts de plus que lui (395½); mais on prête à la maison A.-D. Bordes et fils le projet de faire construire un nouveau cinq-mâts-barque qui serait plus grand que le navire hambourgeois.

désigne actuellement les cinq mâts verticaux de ce navire par les expressions suivantes : *mât de misaine, grand-mât-avant, grand-mât central, grand-mât-arrière* et *mât d'artimon*. Cette dénomination me paraît assez logique ; elle est, du reste, entrée dans la pratique et sera conservée pour les futurs voiliers français à cinq mâts.

Un type de petit navire pour lequel on emploie deux orthographes différentes, c'est le *DANDY*, que l'on désigne sous le nom de *DUNDÉE* dans la liste officielle des navires de commerce français, publiée par le Service hydrographique. Le mot *dandy*, étant plus employé, pourrait être adopté de préférence à *dundée* qui rappelle trop le nom d'un port de la Grande-Bretagne.

Il y aurait bien d'autres expressions anglaises, couramment employées dans le langage du *Yachting* et pour lesquelles on pourrait proposer des noms français, mais il serait d'autant plus difficile de les faire modifier qu'il s'agit d'un *sport* et que leur emploi y est très à la mode.

Le but de cette Communication étant d'arriver à faire adopter un certain nombre d'expressions françaises pour remplacer celles que nous avons empruntées à la langue anglaise, l'*Association technique maritime* fera œuvre utile en se prononçant pour celles qui lui paraîtront les plus rationnelles et les plus claires, ou bien en les remplaçant par d'autres plus appropriées.

Une fois les nouvelles expressions adoptées, leur emploi ne tardera pas à se généraliser : nous aurons alors une terminologie maritime bien définie et qui sera mise à la portée de tout le monde. Les écrivains maritimes préféreront certainement adopter ces nouvelles expressions françaises et, grâce à leur concours ainsi qu'à la bonne volonté des journaux des ports, on arrivera peu à peu à remplacer les expressions anglaises actuellement usitées par les expressions françaises qui leur correspondent, surtout si l'*Association technique maritime* leur a donné son approbation morale.

Discussion du Mémoire de M. Muller.

M. HAUSER demande ce qu'on doit appeler le *pont principal*.

M. PIAUD explique que cette désignation assez vague a été la cause de beaucoup de malentendus, et qu'il l'a supprimée dans les règlements du Bureau Veritas, en numérotant simplement les ponts à partir du plus élevé.

M. BERTIN approuve entièrement l'initiative prise par M. Muller, mais remarque que sa proposition ne peut avoir de conséquence pratique que si l'on arrive à élucider les questions douteuses comme celle dont on vient de parler.

Il propose que l'*Association* nomme une Commission chargée d'étudier la question et de soumettre des propositions à la prochaine assemblée générale. — M. le Président se rallie à ce projet et propose de charger MM. Hauser, Muller et Piaud de l'étude en question.

La proposition est adoptée.

CONSIDÉRATIONS ET DONNÉES

CONCERNANT

LES BOUILLEURS,

PAR M. GAYDE,
Ingénieur de la Marine,

AVANT-PROPOS.

L'objet de la présente étude est de grouper les principes théoriques et les faits d'expérience qu'il est utile de connaître pour l'examen des questions intéressant le fonctionnement des *bouilleurs*, c'est-à-dire des appareils qui servent à produire de l'eau douce par vaporisation de l'eau de mer.

Certains auteurs, qui ont traité de la *Chaleur* et de ses applications, ont donné quelques indications au sujet des dispositions habituelles des bouilleurs. Mais aucun n'a été amené à examiner la question avec tout le développement qu'elle comporte aujourd'hui, parce que c'est surtout la Marine qui fait presque exclusivement usage de ce système d'appareils à vapeur. On se trouve, en un mot, en présence d'une application particulière des lois de la *Chaleur*, application qui n'a, par suite, de l'intérêt que pour un public spécial.

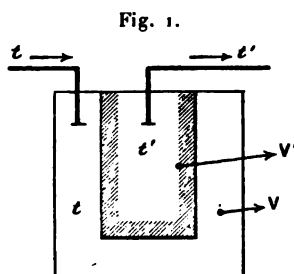
A défaut d'autre qualité, cette étude pourra présenter l'avantage, pour les personnes qui ont à s'occuper des bouilleurs, de leur installation ou de leur fonctionnement, de les débarrasser de recherches et d'hésitations qu'on n'a pas toujours le temps ou les moyens d'éviter par des connaissances antérieures acquises peu à peu.

TITRE I.

BOUILLEURS A SIMPLE EFFET.

I. — Principe du fonctionnement.

Soit V un espace clos où l'on fait arriver, à la température t , de la vapeur venant d'un générateur quelconque (chaudière ou bouilleur).



Cette vapeur circule le long des parois d'un autre vase clos V', contenant de l'eau de mer. Sous l'influence de la chaleur cédée par la vapeur à la température t aux parois de V' supposées à une température inférieure à t , l'eau de V' se vaporise.

On règle la sortie de cette vapeur, ainsi produite dans V', de manière à la maintenir à une pression telle que la vapeur correspondante soit à une température t' qui sera évidemment inférieure à t . Il s'établit alors un régime de passage de calories, à travers la paroi de V', de la vapeur à la température t , qui circule dans le vase V, à l'eau de mer introduite dans le vase V' et qui se vaporise à la température t' . Des kilogrammes de vapeur se condensent dans l'espace V, tandis que des kilogrammes d'eau se vaporisent dans le récipient V'. Un tel appareil constitue ce que l'on nomme un *bouilleur à simple effet*.

Extraction.

Il est à remarquer que celui-ci fonctionne comme une chaudière alimentée à l'eau de mer. Il convient donc, pour éviter une accumulation de dépôts de sel qui serait défavorable à la production de l'appareil, d'extraire une partie de l'eau de mer introduite pour l'alimentation.

L'expérience montre qu'il convient d'extraire de $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{3}$ de l'eau d'alimentation.

Admettons l'extraction à $\frac{1}{4}$, qui est celle suivie habituellement pour les bouilleurs.

Il suit de là que l'eau extraite représente le tiers ou les $\frac{3}{10}$ de l'eau vaporisée. Dans un calcul de prévision, on peut adopter la proportion de $\frac{3}{10}$, qui est voisine de celle obtenue dans divers essais de recette de bouilleurs.

Voici, d'ailleurs, quelques chiffres à ce sujet :

	Eau		Rapports.
	produite en 24 heures.	d'extrac- tion.	
Bouilleur Mourraille à serpentín pour canot du <i>Jauréguiberry</i> .	4 620 ^{III}	1 680 ^{III}	$\frac{1680}{4620} = 0,363$
Bouilleur Mourraille, type S.P.B., pour le <i>Pothuau</i> .	18 400	6 720	$\frac{6720}{18400} = 0,365$
Bouilleur Mourraille, type S.F.A., pour la <i>Foudre</i> .	21 120	7 840	$\frac{7840}{21120} = 0,371$

N.-B. — Tous ces essais ont été faits avec alimentation et extraction continues. Dans d'autres essais, la proportion n'a pas dépassé 0,30.

Nous ferons observer, d'autre part, que, pour assurer le fonctionnement continu de l'appareil, il est nécessaire de faire écouler d'une manière continue hors du vase V l'eau de chauffe, c'est-à-dire l'eau provenant de la condensation de la vapeur chauffante sur les parois extérieures du vase V'. Comme il reste toujours une certaine couche de cette eau dans le vase V, elle cède une partie de sa chaleur aux parois de V'; elle est donc évacuée à une température θ inférieure à t , mais supérieure à t' , ou mieux, supérieure à la température de l'eau de mer dans la région de V' à laquelle correspond la sortie de cette eau condensée dans le vase V.

II. — Coefficient de rendement de vapeur de chauffe.

Ces remarques faites, appelons W le nombre de kilogrammes de vapeur à la température t qui se condensent dans le vase V au bout d'un nombre quelconque τ d'heures. Soit W' le nombre correspondant de kilogrammes d'eau de mer qui se vaporisent dans V'. On a évacué du vase V, durant ces τ heures, W kilogrammes d'eau à la température θ , en même temps qu'on a extrait $\varepsilon W'$ kilogrammes d'eau de mer du vase V', ε devant, comme il a été dit, être estimé généralement à la valeur 0,35.

Nous supposons que les W' kilogrammes d'eau vaporisée ne contiennent qu'une proportion négligeable d'eau entraînée; c'est la condition naturelle de bon fonctionnement d'un appareil producteur d'eau douce. Il y a intérêt, d'autre part, à ce que les W kilogrammes de vapeur introduits dans le vase V contiennent aussi peu d'eau entraînée que possible, car c'est la condition pour apporter, dans un temps donné, le plus grand nombre de calories dans le vase V. Nous supposons donc également (pour l'instant tout au moins)

que les W kilogrammes de vapeur ne renferment qu'une proportion d'eau entraînée négligeable. Cela étant, la totalité des calories cédées par la vapeur à t° est égale à

$$W(606,5 + 0,305 t - \theta).$$

La totalité des calories absorbées par l'eau du vase V' , dans le temps considéré z , est, d'autre part,

$$W'[606,5 + 0,305 t' - t_0 + \varepsilon(t' - t_0)],$$

t_0 étant la température de l'eau d'alimentation. D'où, à cause de l'égalité entre ces deux quantités de chaleur (car on suppose négligeables, par suite des mesures d'isolement adoptées, les déperditions par radiation et convection dans l'atmosphère ambiante),

$$(1) \quad \frac{W'}{W} = \frac{606,5 + 0,305 t - \theta}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0} = \rho.$$

Ainsi le coefficient de rendement de la vapeur de chauffe est indépendant du temps et de la puissance de production de l'appareil. Il dépend simplement des conditions thermiques de fonctionnement et des conditions de l'extraction de l'eau de mer d'alimentation, ainsi que de celle de l'évacuation de l'eau de chauffe. C'est ce qui résulte de l'examen de la valeur de ρ .

Exemples de valeurs de ρ observées et calculées.

On peut voir, par quelques résultats d'expériences où l'on a pu mesurer directement et séparément W , W' , t , θ , t' et ε , que la valeur de ρ calculée par la formule

$$(1 \text{ bis}) \quad \rho = \frac{606,5 + 0,305 t - \theta}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0}$$

diffère peu, sauf le cas de conduite anormale de l'appareil, de la valeur directement observée de $\frac{W'}{W}$.

Essai du bouilleur déjà cité du canot du Jauréguiberry. — On a

$$\begin{array}{llll} t = 162^\circ, 39, & t' = 125^\circ, & \theta = 98^\circ, & \varepsilon = 0,363, \\ t_0 = 15^\circ, & W' = 4620, & W = 5400. \end{array}$$

Le coefficient de rendement observé est

$$\frac{W'}{W} = \frac{4620}{5400} = 0,85;$$

celui résultant du calcul par l'expression ci-dessus de ρ est

$$\frac{557}{669} = 0,832.$$

Essai du bouilleur type S. P. I. de l'Aventurier. — On a

$$\begin{aligned} t &= 162^{\circ},37, & t' &= 116^{\circ}, & \theta &= 100^{\circ}, & \varepsilon &= 0,585, \\ t_0 &= 15, & W' &= 7096, & W &= 8480. \end{aligned}$$

Le coefficient de rendement est ainsi

$$\frac{W'}{W} = \frac{7096}{8480} = 0,83,$$

tandis que celui qui résulte du calcul de l'expression de ρ est

$$\frac{555}{686} = 0,809.$$

Essai d'un bouilleur Cousin, deuxième grandeur. — Les données sont :

$$t = 148^{\circ},3, \quad t' = 113^{\circ},8, \quad \theta = 98^{\circ}, \quad \varepsilon = 0,317, \quad t_0 = 15^{\circ}.$$

Les résultats sont d'autre part

$$W = 12648 \quad \text{et} \quad W' = 9096.$$

Le coefficient de rendement est alors

$$\frac{W'}{W} = \frac{9096}{12648} = 0,720;$$

celui qui est fourni par le calcul est

$$\frac{553}{657} = 0,840.$$

Nous reviendrons plus loin sur ce dernier cas (*voir* p. 192).

En plus des trois exemples ci-dessus, relatifs à des bouilleurs ayant fonctionné par alimentation et extraction continues, nous citerons le suivant, où l'on a opéré sans extraction.

Essai du bouilleur type S. F. H. pour Kabyle, Orage, Éclair, Agile. (Fonctionnement sans extraction.) On a

$$\begin{aligned} t &= 162^{\circ},3, & t' &= 120^{\circ}, & \theta &= 98^{\circ}, & \varepsilon &= 0, \\ t_0 &= 15^{\circ}, & W' &= 4279, & W &= 4814. \end{aligned}$$

La valeur de ρ observée est

$$\frac{W'}{W} = \frac{4279}{4814} = 0,88;$$

celle calculée est

$$\frac{558}{628} = 0,88.$$

III. — Importance du calcul de ρ au point de vue du contrôle et du fonctionnement.

On voit, par ce qui précède, que la formule (1 bis) donne une valeur de ρ qui peut être inférieure à celle observée par la mesure directe de W' et de W . Cela tient à ce que, en général, il y a un peu d'eau entraînée dans la vaporisation de l'eau de mer, de telle sorte que, pour la même quantité de chaleur cédée par la vapeur de chauffe, le poids réel de vapeur produite est inférieur à W' . On peut dire, en d'autres termes, que la formule (1 bis) fait connaître la valeur que ρ ne dépasse pas, lorsque la vaporisation dans V' s'effectue sans entraînement d'eau appréciable.

Cette remarque peut trouver son application dans les essais des bouilleurs, quand il y a des écarts trop sensibles entre les valeurs calculées de ρ et celles déduites de la mesure directe de W' et de W , sous réserve, bien entendu, que les observations ont été bien faites.

Une autre remarque, que nous ferons à l'occasion de l'activité de vaporisation, donne un autre élément de contrôle de la bonne conduite de l'appareil, au point de vue de l'entraînement d'eau par la vapeur produite.

Nous venons de voir qu'un trop grand excès de $\frac{W'}{W}$ sur la valeur de ρ calculée est l'indice d'une vaporisation trop forte dans le vase V' . De même, un trop grand excès de la valeur de ρ calculée par la formule (1 bis) sur la valeur mesurée de $\frac{W'}{W}$ est la marque que la vapeur de chauffe n'est pas sèche du moment qu'on ne peut mettre en doute les relevés effectués.

Influence de l'eau entraînée par la vapeur de chauffe sur la valeur de ρ .

L'essai précité d'un bouilleur Cousin de deuxième grandeur fournit un exemple de ce genre. Dans cet essai, il est constant que l'eau produite était de l'eau dite *potable* et que, dans ces conditions, l'entraînement d'eau de mer était réduit à des proportions négligeables. Le dénominateur de l'expression de ρ , dans la formule (1 bis), a donc bien réellement la valeur qui résulte des chiffres relevés pour t' , ε et t_0 . Il n'en doit pas être de même du numérateur, qui n'est autre chose que le nombre de calories contenues dans 1^{re} de vapeur de chauffe, lequel nombre est fonction de la proportion d'eau entraînée. Si l'on désigne par x cette proportion, la valeur de ρ est alors celle qui résulte de

$$\frac{(606,5 + 0,305t)(1-x) + t - \theta}{606,5 + (0,305 + 0,317)t' - 1,317 \times 15},$$

dans le cas considéré. Or si, dans cette expression (t , θ et t' ayant les valeurs indiquées plus haut), l'on fait successivement $x = 0,10$ et $x = 0,15$, on trouve successivement $\rho = 0,765$ et $\rho = 0,727$. On est donc fondé à conclure que, dans l'essai du bouilleur en question, la vapeur de chauffe contenait $\frac{1,5}{100}$ environ d'eau entraînée.

L'influence de l'eau entraînée par la vapeur de chauffe est sensible, comme on vient de le voir. On peut s'en rendre compte, et il n'est pas sans intérêt de le faire, en calculant ce que serait ρ dans les trois autres essais cités plus haut, au cas où la proportion d'eau entraînée eût été successivement de $\frac{5}{100}$, $\frac{10}{100}$, $\frac{15}{100}$, $\frac{20}{100}$, alors que, d'après la concordance satisfaisante entre la valeur de ρ calculée et celle déduite de $\frac{W'}{W}$, il y a chance pour que cette proportion ait été fort minime et négligeable.

Voici les résultats des calculs correspondants déduits de

$$(2) \quad \rho = \frac{(606,5 + 0,305 t)(1 - x) + xt - \theta}{(606,5 + 0,305 + \varepsilon) t' - (1 + \varepsilon) t_0}.$$

Essai du bouilleur du canot du Jauréguiberry :

$$\begin{array}{llll} x = 0, & \rho = 0,382; & x = 0,05, & \rho = 0,795; \\ x = 0,15, & \rho = 0,721; & x = 0,20, & \rho = 0,684. \end{array} \quad \begin{array}{ll} x = 0,10, & \rho = 0,758, \end{array}$$

Essai du bouilleur de l'Aventurier :

$$\begin{array}{llll} x = 0, & \rho = 0,809; & x = 0,05, & \rho = 0,773; \\ x = 0,15, & \rho = 0,701; & x = 0,20, & \rho = 0,665. \end{array} \quad \begin{array}{ll} x = 0,10, & \rho = 0,737; \end{array}$$

Essai du bouilleur de l'Agile :

$$\begin{array}{llll} x = 0, & \rho = 0,888; & x = 0,05, & \rho = 0,849; \\ x = 0,15, & \rho = 0,770; & x = 0,20, & \rho = 0,731. \end{array} \quad \begin{array}{ll} x = 0,10, & \rho = 0,810, \end{array}$$

Les chiffres ci-dessus montrent que l'écart entre le coefficient de rendement ρ calculé par la formule (1 bis) et la valeur de $\frac{W'}{W}$ va rapidement en croissant, à mesure que croît la proportion de l'eau entraînée par la vapeur de chauffe, puisque, dans les exemples précédents, la présence de 20 pour 100 d'eau emportée par la vapeur de chauffe aurait eu pour effet de réduire de 15 pour 100 environ le rendement.

L'utilité du calcul de ρ par la formule (1 bis) est donc certaine. Si ρ calculé à l'aide de la formule (1 bis) d'après les valeurs de t , θ , t' , ε et t_0 , observées dans une expérience, est supérieur notablement à la valeur de $\frac{W'}{W}$ résultant des mesures directes de W' et de W , c'est, en général, l'indice que la vapeur de chauffe entraîne une proportion d'eau non négligeable.

Le calcul de l'expression (2) et la comparaison des résultats du calcul avec

la valeur $\frac{W'}{W}$ permettent alors de trouver rapidement la proportion x d'eau entraînée, qui pourrait, à elle seule, expliquer l'écart constaté. Or, nous savons que cette proportion a de l'influence sur la puissance des appareils, de sorte que sa connaissance peut conduire à trouver des améliorations dans les conditions de fonctionnement de ceux-ci. Le calcul de ρ est donc commode, puisqu'il permet de se faire une idée des proportions d'eau entraînées sans avoir recours aux mesures calorimétriques, toujours délicates.

On pourrait objecter qu'une trop grande valeur de ρ , déduite de la formule (1 bis), peut provenir d'une erreur de mesure des températures, de ϵ , de W et de W' . En ce qui concerne ϵ , W et W' , qui résultent de pesées, on doit admettre que ces quantités sont susceptibles d'une détermination précise et qu'une erreur sensible ne peut avoir lieu de ce côté. Quant à t_0 , température d'eau d'alimentation, c'est un élément fort peu variable et que l'on connaît avec une grande approximation; de ce côté, non plus, il ne peut se produire d'erreur appréciable.

Restent les températures de la vapeur qui, généralement, sont fournies par la lecture du manomètre. Il semble qu'en tablant sur une erreur de 3° pour chacune de ces quantités, on fait une large part à l'imprévu des expériences, puisqu'une erreur de 3° correspond à un écart de 300^{es} environ sur la pression manométrique pour les pressions basses relatives à t' et à un écart de 500^{es} sur la pression correspondant aux températures t .

Voyons ce que produirait une erreur d'appréciation de cette grandeur sur la valeur calculée de ρ , en nous plaçant dans les circonstances les plus défavorables.

Par exemple, dans le cas du canot du *Jauréguiberry*, supposons que l'erreur, en plus, de 3° porte sur t et l'erreur, en moins, de 3° sur θ ainsi que sur t' . On augmente ainsi le plus possible le numérateur et l'on réduit le plus possible le dénominateur.

La valeur de ρ calculée dans ces conditions, au lieu d'être

$$\frac{557}{669} = 0,832, \quad \text{serait} \quad \frac{561}{667} = 0,841.$$

Un même calcul, mais fait en sens inverse, pour le bouilleur Cousin, deuxième grandeur, conduirait à prendre

$$\frac{519}{659} = 0,833, \quad \text{au lieu de} \quad \frac{553}{657} = 0,840.$$

On peut conclure que les erreurs d'expérimentation conduisent généralement à une augmentation ou à une diminution du nombre des unités de pourcentage de ρ au plus égale à 1 et que, pour plus de sûreté, on peut fixer à 2.

En admettant enfin que le chiffre de pourcentage déduit de la formule (1 bis)

dût être majoré de deux unités pour tenir compte des pertes par rayonnement et par fuites sur la chaleur transportée par la vapeur de chauffe, ce qui est large, les pertes en question n'excédant pas, dans les installations ordinaires convenablement établies, la proportion de 3 pour 100 de la totalité, on peut dire qu'un écart de quatre à cinq unités, entre les chiffres de pourcentage de ρ calculé par (1 bis) et le chiffre résultant de $\frac{W'}{W}$, doit appeler l'attention sur le fonctionnement et la conduite de l'appareil, sous la réserve déjà rappelée que les observations ont été effectuées avec tout le soin désirable.

4. — Coût en combustible de la production d'eau douce.

Le calcul de ρ par la formule (1 bis) est utile, comme nous venons de le voir, pour le contrôle des conditions de fonctionnement d'un appareil. C'est un guide précieux et nécessaire pour conduire des expériences faites en vue de se rendre compte du rendement qu'on peut attendre d'un appareil neuf par exemple et de le comparer à celui d'un autre appareil de l'espèce. Mais ce calcul est inutile pour l'appréciation de la dépense en combustible théorique minimum. Il est sans valeur pour la détermination de la dépense réelle pratique.

Dépense théorique. — Par *dépense théorique minimum*, on doit entendre celle que l'on aurait avec un appareil fonctionnant dans les conditions d'un circuit de vapeur de chauffe absolument imperméable à la chaleur pour toutes les surfaces autres que les parois du vase V' .

Quand il en est ainsi, toute la chaleur contenue dans l'eau de chauffe fait retour intégralement au générateur de vapeur de chauffe; il n'y a de perdu pour le générateur que le nombre de calories nécessaires pour la vaporisation dans le vase V' , d'après les conditions de température et de pression auxquelles l'eau d'alimentation de ce vase se trouve soumise. Ce nombre de calories est évidemment égal pour 1^{kg} de vapeur produite dans V' , à

$$606,5 + (0,305 + \epsilon)t' - (1 + \epsilon)t_0.$$

On peut dire encore que 1^{kg} de vapeur produite exige $\frac{1}{\rho}$ kilogrammes de vapeur prise à la chaudière à t° et y retournant à θ° . Elle est donc représentée aussi par

$$\frac{606,5 + 0,305t - \theta}{\rho},$$

ce qui n'est autre chose que la quantité trouvée plus haut sans l'intervention de ρ .

Si l'on se reporte, par exemple, aux essais de bouilleurs déjà cités et si

l'on considère qu'une bonne chaudière ordinaire rend disponibles pour la vaporisation 5250 calories par kilogramme de combustible de moyenne qualité, on a de suite, comme coût minimum théorique de la production de 1^{kg} d'eau douce,

$$\frac{669}{5250} = 0,127 \text{ pour le bouilleur du canot du } \textit{Jauréguiberry},$$

$$\frac{686}{5250} = 0,130 \text{ pour le bouilleur de l' } \textit{Aventurier},$$

$$\frac{628}{5250} = 0,119 \text{ pour le bouilleur du } \textit{Kabyle},$$

ce qui donne, par kilogramme de combustible brûlé dans la chaudière, une production d'eau douce dans le vase V' égale à

$$\begin{aligned} &7,86 \text{ pour le premier cas,} \\ &7,70 \text{ pour le deuxième cas,} \\ &8,40 \text{ pour le troisième cas.} \end{aligned}$$

Les écarts proviennent principalement de la proportion adoptée pour l'extraction.

Dépense pratique. — Dans la pratique, quand l'appareil est conduit de manière à produire de l'eau douce, c'est-à-dire de l'eau non chargée en quantité appréciable d'eau de mer entraînée, nous avons vu que le coefficient ρ calculé par la formule (1 bis) est généralement supérieur au coefficient r égal à $\frac{W'}{W}$, lequel tient compte de l'eau entraînée et des déperditions subies par la vapeur de chauffe, de sorte que l'on peut poser

$$r = (1 - \alpha)\rho.$$

C'est le chiffre r qui se rapproche le plus des conditions de la réalité, bien que, pris égal à $\frac{W'}{W}$, il laisse en dehors, au point de vue de la dépense en combustible, les pertes éprouvées par l'eau de chauffe dans son trajet de retour du vase V' à la chaudière. Mais ces pertes n'influent pas d'une manière sensible sur la valeur de r et, comme on ne saurait avoir la prétention de connaître r à plus de deux ou trois unités près sur le chiffre du pourcentage, on peut s'en tenir pour la pratique au chiffre r déterminé comme il l'est ordinairement, du moment qu'il ne s'agit plus de faire les expériences d'études ou de comparaison. *Le coefficient de rendement pratique n'est donc qu'un rapports de poids convenablement mesurés.* Tel qu'il est, il suffit pour apprécier le coût en combustible d'un kilogramme d'eau douce produit par un bouilleur d'un type déterminé, fonctionnant à des températures également déterminées, et cette appréciation est faite avec une approximation du même

ordre que celle du rendement du combustible dans une chaudière d'un système donné.

L'eau de chauffe étant réintégrée dans la chaudière à une température θ_0 généralement différente de θ , la quantité de chaleur que la chaudière doit fournir, pour vaporiser à t° 1^{kg} d'eau de chauffe, est égale à

$$606,5 + 0,305t - \theta_0.$$

D'autre part, 1^{kg} d'eau douce exige $\frac{1}{r}$ kilogrammes de vapeur de chauffe. Le nombre de calories que dépense la chaudière pour cette production de 1^{kg} d'eau douce est donc

$$\frac{1}{r} (606,5 + 0,305t - \theta_0),$$

et le nombre de kilogrammes de combustible est

$$(3) \quad C = \frac{1}{r \cdot 5250} (606,5 + 0,305t - \theta_0);$$

ou bien encore, le nombre de kilogrammes d'eau douce qui sont produits dans le bouilleur pour 1^{kg} de charbon brûlé dans la chaudière est

$$(4) \quad W = \frac{r \cdot 5250}{606,5 + 0,305t - \theta_0}.$$

En général, r se maintient entre 0,75 et 0,80.

Si l'on veut avoir une idée des valeurs moyennes de C et de W , on peut appliquer les formules (3) et (4) aux cas où $t = 162^\circ,3$, $\theta_0 = 90^\circ$ et où r est successivement égal à 0,75 et 0,80. On trouve ainsi

$$\left\{ \begin{array}{lll} r = 0,75, & C = 0^{kg},143, & W = \frac{1}{C} = 7^{kg}; \\ r = 0,80, & C = 0^{kg},1347, & W = \frac{1}{C} = 7^{kg},34. \end{array} \right.$$

Si, comme cela arrive souvent, on laisse l'eau de chauffe se refroidir jusqu'à la température de 50° environ, on a

$$\left\{ \begin{array}{lll} r = 0,75, & C = 0^{kg},153, & W = 6^{kg},53; \\ r = 0,80, & C = 0^{kg},144, & W = 6^{kg},94. \end{array} \right.$$

Il est à remarquer que r , qui, en définitive, varie avec ρ et avec α , est fonction de t et t' en même temps que ρ et aussi en même temps que α , car α est influencé par les conditions de la vaporisation dans la chaudière et par les déperditions de chaleur et de vapeur sur le circuit, pour un type de bouilleur déterminé.

5. — Coefficient de puissance ou d'activité de vaporisation d'un bouilleur.

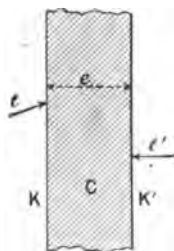
Le coefficient de rendement r ou ρ est une sorte de coefficient statique, inerte pour ainsi dire. Il signifie seulement que, dans un bouilleur ayant un rendement r donné, W' kilogrammes d'eau vaporisés dans le vase V' ont exigé l'arrivée dans l'espace V de $\frac{W'}{r}$ kilogrammes de vapeur pris à t° . Il ne donne aucune idée de la puissance de production de l'appareil, c'est-à-dire du nombre de kilogrammes d'eau douce que cet appareil peut engendrer dans un temps déterminé. Il ne fournit pas d'indications sur l'activité de vaporisation de l'appareil. Il permet seulement d'estimer le coût en combustible de chaque kilogramme d'eau douce produit, sans renseigner sur le temps exigé pour cette production.

Soit S la surface du vase V' en contact avec la vapeur et l'eau de chauffe, c'est-à-dire avec le milieu chauffant qui est lui-même à la température t .

Nous exprimerons cette surface S en mètres carrés.

La théorie et l'expérience montrent que lorsqu'une paroi, telle que celle du vase V' , à faces parallèles, se trouve entre deux milieux, l'un à la tempé-

Fig. 2.



rature uniforme et constante t , l'autre à la température également uniforme et constante t' , de telle sorte que chaque élément de la surface S ait ses deux faces respectivement aux températures t et t' , on a

$$(5) \quad M = Q S(t - t')z,$$

en désignant par M le nombre de calories qui ont traversé la paroi dans le nombre z d'heures de fonctionnement continu et en posant

$$(6) \quad \frac{1}{Q} = \frac{1}{K} + \frac{e}{C} + \frac{1}{K'}.$$

Ces deux relations sont d'un établissement très facile. On ne peut d'ailleurs, à cette occasion, mieux faire que de renvoyer le lecteur au *Traité de Physique*

industrielle de M. Ser, ouvrage fort précieux à consulter pour l'étude des questions de l'espèce.

Dans la relation (6), K est le coefficient de transmission relatif au passage de la chaleur du milieu à la température t à la face correspondante de la paroi; K' est le coefficient analogue relatif à l'échange de calories entre la face de la paroi en contact avec le milieu à la température t' et ce milieu; e est l'épaisseur en mètres de la paroi et C est le coefficient de conductibilité de cette paroi.

Un bouilleur constitue-t-il un appareil dont les conditions de fonctionnement permettent l'application des formules (5) et (6)? C'est là un point important à examiner.

Des considérations développées dans le *Traité de Physique industrielle* déjà cité il résulte que, lorsqu'on fait circuler de la vapeur d'eau dans un tuyau entouré d'eau qu'on vaporise sous l'influence de la chaleur cédée par la vapeur qui circule intérieurement, la condensation de la vapeur au contact de la paroi plus froide est extrêmement rapide, à cause de la grande valeur du coefficient de convection de la vapeur d'eau en mouvement, de telle sorte qu'il y a lieu de se figurer la paroi interne du tuyau comme couverte d'une couche de vapeur condensée à la température t .

Dans les bouilleurs où la vapeur circule à l'intérieur des tubes, comme les bouilleurs *Mourraille* à serpentins et le bouilleur *Weir*, par exemple, on peut donc considérer tous les éléments de la surface de chauffe comme en contact avec de la vapeur à t , c'est-à-dire la surface entière S comme baignée en tous ses points par de la vapeur à une température t sensiblement uniforme et constante (constante, du moment que la vapeur de chauffe est fournie à une pression constante, ce que nous supposons évidemment) ⁽¹⁾.

Dans la chambre de vaporisation de l'eau de mer, la température est aussi sensiblement la même partout, à cause de l'agitation tumultueuse qui y règne. De ce côté donc, le terme t' doit encore être regardé comme constant pour tous les points de la surface S .

Sans rien préjuger, pour le moment, des valeurs habituelles de Q , nous pouvons signaler qu'il varie avec t , t' et le type de bouilleur donné, si bien que, pour deux bouilleurs de systèmes différents fonctionnant entre des températures t et t' identiques, il constitue une caractéristique de l'appareil.

D'après ce qui vient d'être dit pour les bouilleurs à circulation intérieure de vapeur de chauffe, tels que ceux à serpentins ou le bouilleur *Weir*, la relation (5) est applicable sans erreur sensible dans la pratique.

Pour les bouilleurs à eau intérieure aux tubes, ou encore à circulation extérieure de vapeur chauffante, le phénomène se présente dans des conditions

⁽¹⁾ L'installation de bouilleurs avec le dispositif des réchauffeurs Berryman semble de nature à donner de bons résultats. Il serait à souhaiter que des tentatives fussent faites dans cette voie.

différentes. La vapeur, n'étant plus guidée cette fois, atteint inégalement les différents points de la surface, dont une partie se trouve dans des zones de remous où la vapeur de chauffe n'est que lentement renouvelée, tandis que d'autres sont seulement chauffées par la radiation de l'eau condensée ou par conductibilité et peu ou point par la convection qui tient le rôle prépondérant dans les échanges de chaleur entre les corps conducteurs et la vapeur d'eau. Non seulement la température à laquelle chaque élément atteint de la surface S reçoit de la chaleur de la vapeur chauffante varie suivant la position de l'élément sur cette surface, mais une partie de celle-ci peut encore rester pratiquement en dehors de l'échange de calories. La formule à appliquer dans ce cas serait, dès lors,

$$M = Z \int Q dS (T - t'),$$

la sommation englobant tous les éléments superficiels de chauffe. Dans l'expression précédente de M , on doit considérer Q et T comme fonctions de la position de l'élément dS et, en outre, Q comme fonction de T . Quant à t' , température qui correspond à la face de l'élément située du côté de la chambre de vaporisation, on doit la regarder comme constante et la même pour tous les éléments, parce que, pour ce système de bouilleur comme pour l'autre, l'activité de la vaporisation dans la chambre V' a pour effet d'y régulariser et d'y uniformiser très sensiblement la température. On remarquera qu'il suffit, dans l'expression précédente, de supposer T indépendante de dS et égale à t en même temps que Q indépendant de dS , pour retomber dans la formule (5).

On doit conclure des observations qui viennent d'être présentées que, si l'on applique au deuxième système de bouilleurs la formule (5) qui n'est réellement admissible que pour le premier, on est conduit à attribuer au coefficient Q , pour des conditions données t et t' de fonctionnement identiques dans les deux, une valeur qui sera généralement plus faible dans le deuxième système que dans le premier, puisque chacun des termes de la sommation correspond à une valeur de $(T - t')$ au plus égale à $(t - t')$ et à une valeur de Q en général moindre. Si donc on pose

$$Q dS (T - t') = Q_1 dS (t - t'),$$

en appelant Q_1 la valeur de Q supposée la même pour tous les éléments dS , on a

$$Q_1 = \frac{Q dS (T - t')}{dS (t - t')},$$

c'est-à-dire $Q_1 \leq Q$, puisque $\frac{dS (T - t')}{dS (t - t')} \leq 1$.

Comme, d'ailleurs, pour certains éléments, ce dernier rapport est sûrement inférieur à 1 d'après les remarques faites plus haut, la valeur Q_1 de Q , dans

l'expression

$$QS(t - t')$$

appliquée à un bouilleur du deuxième système, sera inférieure, toutes choses égales, à la valeur correspondante dans la même expression appliquée à un bouilleur du premier système.

Sous cette réserve, nous adopterons pour tous les cas la relation

$$M = QS(t - t')Z.$$

Pour avoir la signification de Q , il suffit de faire $Z = 1$, $S = 1$ et $t - t' = 1$.

On voit que Q est le nombre de calories transmises à travers les parois du bouilleur par mètre carré de surface de chauffe, par heure et pour un degré de différence entre la vapeur chauffante et l'eau vaporisée. C'est ce nombre que l'on appelle le *coefficient de puissance* ou le *coefficient d'activité* de vaporisation du bouilleur.

D'après ce que nous avons dit, on doit s'attendre à le voir varier, pour un type de bouilleurs donné, avec t et t' et, pour deux types de bouilleurs différents fonctionnant dans les mêmes conditions de températures, avec le type du bouilleur. On doit s'attendre aussi à le trouver, toutes choses égales, plus faible dans un bouilleur à circulation extérieure.

Nous indiquerons plus loin un certain nombre de chiffres fournis par l'expérience à ce sujet.

Limites entre lesquelles se maintient le coefficient d'activité. — Les faits connus sur la transmission de la chaleur en général permettent-ils d'assigner au coefficient Q des limites entre lesquelles il doit se maintenir dans les conditions usuelles de fonctionnement des bouilleurs?

On a vu que Q est défini par la relation (6)

$$\frac{1}{Q} = \frac{1}{K} + \frac{e}{C} + \frac{1}{K'},$$

dans laquelle K est le coefficient d'activité de la transmission de chaleur de la vapeur de chauffe aux tubes, K' le coefficient analogue pour l'échange de calories entre les tubes et l'eau à vaporiser, e l'épaisseur en mètres et C le coefficient de conductibilité du métal des tubes. Cela revient à dire que $\frac{1}{Q}$ est la somme des résistances partielles à l'échange de calories, $\frac{1}{K}$ et $\frac{1}{K'}$ étant les résistances définies par les lois de Dulong et Petit modifiées par Péclet et $\frac{e}{C}$ la résistance qui résulte de la loi de Newton appliquée aux parois du bouilleur.

Examinons comment chacune des résistances partielles intervient dans la résistance totale $\frac{1}{Q}$.

En général, $e = 2^{\text{mm}}$ et $C = 362$, les tubes étant en cuivre et supposés propres. Dans ces conditions,

$$\frac{e}{C} = \frac{0,002}{362} = 0,000055.$$

Quant à la résistance $\frac{1}{K'}$, relative au passage de la chaleur des parois du vase V' dans l'eau à vaporiser, elle est surtout influencée par la vitesse de circulation du mélange de vapeur et d'eau, en cours de vaporisation dans le bouilleur, le long des parois de la surface de chauffe, K' pouvant, d'après l'expérience, être considéré comme proportionnel à la racine carrée de cette vitesse. Mais K' dépend également de la proportion d'eau entrant dans le mélange d'eau et de vapeur qui baigne les parois de la surface de chauffe du côté de la chambre de vaporisation. En fait, les différentes expériences exécutées à cet égard conduisent à attribuer à K' des valeurs comprises entre 500 et 6000 calories. Le premier chiffre se rapporte aux vaporisations très lentes et le dernier aux vaporisations très actives.

On peut donc poser avec M. Ser

$$\frac{1}{K'} = \frac{1}{500} = 0,002 \text{ à } \frac{1}{K'} = \frac{1}{6000} = 0,000166.$$

Reste $\frac{1}{K}$. K est, comme K' , fonction de la vitesse de circulation de la vapeur contre les parois à chauffer; mais sa valeur est relativement très grande.

Il est à remarquer, en effet, que K' varie surtout comme le coefficient de convection de l'eau en circulation et qu'il se tient ainsi entre les limites de 500 et 6000 indiqués plus haut et qui sont, en définitive, les chiffres relatifs à l'eau en mouvement dans une chaudière en fonctionnement. K , au contraire, bien que variable entre les limites de 10000 calories pour les vitesses très faibles et de 50000 pour les vitesses très grandes, n'en a pas moins une valeur minimum de 10000 notablement supérieure à la valeur à peu près maximum de 6000 que peut avoir K' . On considère, en d'autres termes, comme un résultat d'expérience que dans le chauffage par la vapeur la quantité de chaleur fournie par la vapeur d'eau à la paroi est en quelque sorte illimitée dans un temps donné, du moment que l'eau de condensation est convenablement évacuée à mesure et du moment que la vapeur chauffante circule avec une vitesse appréciable. Cela revient à dire que $\frac{1}{K}$ a une valeur négligeable. Comme, d'autre part, $\frac{e}{C}$ a une valeur qui est les $\frac{3}{100}$ environ de

la plus petite valeur de $\frac{1}{K'}$, on peut conclure que la résistance totale $\frac{1}{Q}$, quand les parois des tubes sont nettes, est très sensiblement égale à la résistance $\frac{1}{K'}$ relative au passage de la chaleur de la paroi des tubes à l'eau en vaporisation. Ainsi

$$\frac{1}{Q} \text{ varie entre } \frac{1}{500} \text{ et } \frac{1}{6000},$$

ou Q varie entre 500 et 6000 calories.

Ces deux limites peuvent, d'ailleurs, être un peu dépassées, car les coefficients extrêmes 500 et 6000 n'ont rien d'absolu.

Utilité d'une bonne circulation dans la chambre de vaporisation. — Ainsi, sous réserve de dispositions satisfaisantes pour le circuit de la vapeur chauffante, l'influence d'une bonne circulation d'eau dans le vaporisateur V' est prédominante. Étant donné un bouilleur, on augmente sa puissance de production, son coefficient d'activité Q , en améliorant cette circulation. C'est ce qui résulte, en particulier, d'essais faits à Toulon et dont il est rendu compte dans une Note de M. l'Ingénieur Brocard, en date du 24 avril 1889. Dans ces essais, on avait mis en comparaison un bouilleur Cousin de deuxième grandeur réglementaire et un bouilleur Cousin, de deuxième grandeur également, mais modifié par MM. Mourraille, de manière à accroître les bonnes conditions de circulation de l'eau en ébullition autour de la surface de chauffe.

Voici les résultats constatés :

	Bouilleur Cousin de deuxième grandeur.	
	Réglementaire.	Modifié par Mourraille.
Volume d'eau	225 ^{lit}	188 ^{lit}
Volume de vapeur.....	900 ^{lit}	900 ^{lit}
Surface d'ébullition.....	0 ^m q, 5674	0 ^m q, 5674
Surface de chauffe.....	9 ^m q, 084	8 ^m q, 795
Pression effective {	de chauffe.....	3 ^{kg} , 5
	de vaporisation.....	0 ^{kg} , 62
Vaporisation par heure et mètre carré de surface de chauffe.	41 ^{lit}	93 ^{lit} , 6
Calories correspondantes M.....	26, 146	58, 594
Températures {	de chauffe.....	147°
	de vaporisation.....	113°
Différence D.....	34°	30°
Valeur de $Q = \frac{M}{D}$	769	1953

Différence entre une chaudière et un bouilleur au point de vue des échanges de chaleur. Convenance de faire circuler la vapeur de chauffe à l'intérieur des tubes. — D'après ce qui vient d'être vu, ce qui peut limiter la

quantité de calories cédées (par heure et par mètre carré de surface de la paroi) par la chaleur de chauffe, c'est le pouvoir d'absorption de ces calories par l'eau à vaporiser et nous en avons conclu que c'est du côté de la rapidité de circulation de cette eau que les recherches doivent principalement porter.

Dans cet ordre d'idées, ne conviendrait-il pas de faire circuler à l'intérieur des tubes l'eau à vaporiser? Nous avons expliqué que, quand il en est ainsi, on utilise mal une partie de la surface de chauffe. Cependant, dans les chaudières, on se trouve bien d'une disposition de ce genre et l'on peut dire que la puissance de vaporisation des chaudières multitubulaires est analogue à celle des chaudières tubulaires, toutes choses égales. Néanmoins on constate assez souvent des déchets sur l'utilisation de la chaleur fournie par le combustible et le fait est dû à ce qu'une partie de la surface de chauffe contribue peu à la vaporisation. En réalité, l'activité de circulation de l'eau dans les tubes des chaudières compense plus ou moins l'inconvénient précédent, si bien qu'avec des chicanes convenablement établies sur le parcours des gaz on obtient des puissances de vaporisation comparables. Il n'en est pas moins vrai que l'inconvénient signalé, pour la circulation du fluide chauffant (air chaud ou vapeur d'eau) à l'extérieur des tubes de chauffe, existe pour les chaudières. Cet inconvénient ne peut que s'accroître avec des bouilleurs.

Dans une chaudière, l'air chauffant a une chaleur spécifique sensiblement constante, de telle sorte que le nombre de calories qu'il cède sur un trajet donné, par unité de temps et par unité de poids, est fonction de ce parcours, la température de l'air variant en chaque point de la surface de chauffe depuis une valeur égale à la température dans le foyer jusqu'à une valeur égale à la température dans la boîte à fumée. Or le calcul et l'expérience montrent que, si l'on fait varier du simple au double la surface baignée par les gaz chauds dans le parcours du foyer à la boîte à fumée, la proportion de chaleur cédée par unité de temps et par unité de poids varie beaucoup moins; en réduisant la surface de 50 pour 100, on ne diminue le nombre de calories cédées par heure par les gaz chauds que de 15 à 20 pour 100. Comme, d'autre part, la chaleur transmise à l'eau, dans le même temps, par l'intermédiaire de la surface directe de chauffe ne change pas et qu'elle est de beaucoup supérieure à celle cédée à l'eau en dehors de l'action rayonnante du combustible, il est, dans une chaudière, d'importance secondaire en définitive que la surface de chauffe tubulaire participe plus ou moins complètement à l'échange de calories, c'est-à-dire qu'il importe relativement peu que, comme il arrive lorsque les gaz chauds circulent à l'extérieur des tubes, une partie plus ou moins grande de la surface de ceux-ci soit atteinte par le courant des gaz, étant supposé que la chaudière se trouve bien établie pour absorber la chaleur provenant du rayonnement du combustible. Le coefficient d'activité de vaporisation est, en un mot, peu influencé par la portion plus ou moins grande de la surface externe des tubes qui est léchée par les gaz chauds.

Dans un bouilleur, au contraire, la seule source de chaleur est la chaleur latente de la vapeur de chauffe et cette chaleur latente n'est cédée à la surface tubulaire qu'autant qu'il y a contact entre les tubes et la vapeur. Dès qu'il y a contact, la cession de calories est, comme nous l'avons déjà dit plusieurs fois, d'une extrême rapidité et le coefficient d'activité de transmission n'a pratiquement d'autre limite que celle résultant du pouvoir absorbant de l'eau en vaporisation. Si le contact n'existe pas, le coefficient d'activité devient très faible et même nul. Toute disposition ayant pour effet de mettre en dehors de l'atteinte du courant de la vapeur chauffante une portion plus ou moins étendue des parois des tubes est donc essentiellement défavorable à la puissance de production de l'appareil.

Quand la vapeur d'eau circule à l'intérieur des tubes, il n'y a aucune raison pour que toute la paroi interne ne soit pas léchée par le courant de vapeur et ne devienne en tous ses points une surface de condensation pour celle-ci. Il est loin d'en être de même pratiquement lorsque la vapeur circule à l'extérieur. C'est pourquoi le premier mode de circulation doit être préféré au deuxième.

Il est évident qu'on peut concevoir un bouilleur sur la paroi extérieure des tubes duquel on pourrait faire glisser la vapeur d'eau de manière que cette vapeur pût atteindre tous les éléments de cette paroi. Mais un tel bouilleur n'est pas pratiquement facile à réaliser. En fait, les bouilleurs à circulation de vapeur de chauffe extérieure sont disposés de telle façon que la vapeur est projetée à peu près normalement à la longueur des tubes, si bien qu'une portion de la surface de ceux-ci échappe au contact direct de la vapeur. Si, d'ailleurs, on cherchait à faire arriver la vapeur parallèlement à la surface tubulaire, il serait mal aisé de répartir le courant uniformément entre les tubes et, de plus, le contact de la vapeur sur la paroi externe de ceux-ci serait moins immédiat et moins intime que sur la paroi interne des tubes à l'intérieur desquels la vapeur circule, car cette paroi interne constitue, dans ce dernier cas, l'enveloppe d'une gaine dont la vapeur tend constamment à occuper tout l'espace et à atteindre, par conséquent, tous les points.

Un autre avantage capital pour la pratique, en faveur de l'envoi de l'eau de mer à l'extérieur des tubes, est que cette disposition se prête incomparablement mieux que l'autre à l'enlèvement des dépôts de sel, dépôts dont on n'a pas à tenir compte absolument pour les chaudières qui peuvent, en somme, fonctionner avec de l'eau douce et qui fonctionnent de plus en plus ainsi aujourd'hui, tandis qu'ils sont inévitables dans les bouilleurs, ceux-ci étant par leur rôle même des producteurs de vapeur par vaporisation d'eau de mer.

Influence des dépôts de sel sur le coefficient d'activité de transmission. — Les dépôts en question sont à éviter dans les bouilleurs, parce qu'ils réduisent rapidement la puissance de production de ces appareils. Leur présence

ne peut donner lieu aux mêmes dangers que sur les chaudières. La question de sécurité n'est donc pas en jeu de ce côté.

Reprenons la formule (6)

$$\frac{1}{Q} = \frac{1}{K} + \frac{e}{C} + \frac{1}{K'},$$

dans laquelle $\frac{1}{K}$ est toujours négligeable, tandis que la résistance $\frac{e}{C}$ de la paroi des tubes ne l'est qu'autant que cette paroi est très propre et très nette. Supposons, en effet, que, dans la formule simplifiée

$$\frac{1}{Q} = \frac{e}{C} + \frac{1}{K'},$$

la résistance de la paroi soit, non plus simplement celle d'une épaisseur de cuivre de 2^{mm}, mais celle de cette épaisseur et d'une épaisseur supplémentaire de 2^{mm},5 de dépôts calcaires. Dans le premier cas, nous avons trouvé que $\frac{1}{Q}$ peut varier entre $\frac{1}{500}$ et $\frac{1}{6000}$. Dans le second, nous avons les deux limites suivantes :

$$\frac{1}{Q} = \frac{0,0025}{1,6} + \frac{1}{500} = 0,00156 + 0,002 = 0,00356$$

et

$$\frac{1}{Q} = \frac{0,0025}{1,5} + \frac{1}{6000} = 0,00166 + 0,000166 = 0,001726.$$

Dans ces conditions, au lieu d'être compris entre 500 et 6000 suivant la rapidité de l'eau en vaporisation, Q oscille entre 280 et 573. Pour une couche de dépôts de 2^{mm}, Q serait compris entre 307 et 706.

La réduction est donc considérable et croît rapidement avec l'épaisseur du dépôt, principalement pour les bouilleurs à grand coefficient d'activité à l'état propre. Cela tient à ce que, pour ceux-ci, la résistance à la transmission de chaleur dans la couche de dépôts l'emporte de beaucoup sur la résistance à l'échange de chaleur entre la paroi et l'eau en ébullition.

Une couche de dépôts de 2^{mm} à 2^{mm},5 n'a rien d'extraordinaire pour un bouilleur qui fonctionne d'une manière régulière et qu'on n'entretient pas avec soin. Dans un Rapport en date du 22 avril 1894 de M. le commandant du *Marceau*, il est dit : « Nous possédons deux bouilleurs Cousin, modifiés par Mouraille. Lorsque les surfaces de chauffe sont propres, ils produisent de 7500^{lit} à 8000^{lit} d'eau distillée excellente par vingt-quatre heures. Après quatre mois presque consécutifs de fonctionnement (deux jours de distillation sur trois en moyenne), et malgré des incrustations ou dépôts de sel sur les tubes qui atteignent quelquefois 2^{mm} à 2^{mm},5 environ d'épaisseur, chaque bouilleur produit encore de 5500^{lit} à 6000^{lit} d'eau par jour. »

C'est une perte de 30 pour 100 environ sur la puissance de vaporisation de chaque bouilleur, due à la présence des dépôts de sel. La valeur normale de Q , prévue par le constructeur de ces bouilleurs, étant de 927^{cal} , une réduction de 30 pour 100 sur ce chiffre donne le chiffre de 648^{cal} pour valeur de Q après production de dépôts.

Des pertes plus grandes ont été constatées sur les bouilleurs Oriolle.

Convenance d'avoir des appareils bien purgés d'air. Avantage de la circulation interne à cet autre point de vue. — De même que les dépôts de sel sont très préjudiciables à l'activité de la vaporisation, la présence d'air dans un bouilleur peut être une cause de la mauvaise transmission de la chaleur.

Cette fois, c'est du côté de la paroi en contact avec la vapeur de chauffe que l'attention doit être apportée, car on ne saurait éviter la présence d'air dans l'eau de mer en vaporisation, tandis qu'on peut chercher à réaliser un balayage énergique de l'air apporté par la vapeur de chauffe. Or une telle chasse de l'air est beaucoup plus facile à obtenir quand le courant de vapeur circule dans une gaine que lorsqu'il est projeté sur un faisceau tubulaire. C'est là encore un avantage en faveur de la circulation de la vapeur chauffante à l'intérieur des tubes.

Avec cette dernière disposition, l'air est entraîné, en effet, par le contact rapide de vapeur et, s'il est par instants en contact avec la paroi des tubes, il peut lui céder, grâce à sa vitesse, une partie de sa chaleur, parce que son coefficient de convection peut alors rentrer en jeu. D'ailleurs, si la section du tuyautage est bien proportionnée par rapport à l'afflux de vapeur et si les dispositions sont prises pour rendre possible et facile l'évacuation finale de l'air balayé, il ne peut que très difficilement se produire de chambres d'air et, par conséquent, des espaces où la paroi de chauffe correspondante est à peu près annulée au point de vue de la transmission des calories. Ces chambres sont, au contraire, inévitables avec la circulation de vapeur à l'extérieur des tubes.

Pour se faire une idée de la fâcheuse influence d'une couche d'air contre les parois de chauffe, il suffit de se rappeler que le coefficient de conductibilité de ce fluide est égal à 0,000288 seulement et que 1^{kg} d'air animé de 1^{m} de vitesse par seconde donne lieu à un échange de 8^{cal} à 10^{cal} , tandis que, pour la même vitesse, 1^{kg} d'eau peut en échanger 4500 environ.

Pour tous ces motifs, il ne semble pas douteux qu'on doive accorder la préférence à l'emploi de la vapeur de chauffe à l'intérieur des tubes.

6. — Relation entre le coefficient d'activité et la puissance de production d'un bouilleur. Sa détermination.

En conservant les notations déjà indiquées et en désignant par W le nombre de kilogrammes d'eau condensée par heure dans le vase V , par W' le nombre

de kilogrammes vaporisé dans le vase V' par heure également, on a

Calories cédées par heure par la vapeur de chauffe :

$$W[(606,5 + 0,305t)(1-x) + xt - \theta];$$

Calories absorbées et transmises par heure par la surface de chauffe :

$$QS(t-t');$$

Calories absorbées par heure par l'eau vaporisée :

$$W'[606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0].$$

Ces trois quantités de chaleur sont égales théoriquement. On peut donc écrire

$$(7) \quad Q = \frac{W[(606,5 + 0,305t)(1-x) + xt - \theta]}{S(t-t')},$$

$$(8) \quad W = \frac{QS(t-t')}{(606,5 + 0,305t)(1-x) + xt - \theta},$$

$$(9) \quad Q = \frac{W'[606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0]}{S(t-t')},$$

$$(10) \quad W' = \frac{QS(t-t')}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0}.$$

Nous avons montré comment, au cours d'un essai, on peut apprécier, sans mesures calorimétriques, le nombre x , proportion d'eau entraînée par la vapeur de chauffe. On peut donc pratiquement déterminer Q à l'aide de la formule (7). Mais l'emploi de la formule (9) comporte évidemment plus d'exactitude, du moment qu'on règle la production de manière à n'avoir pas d'eau de mer entraînée, ce qu'on doit toujours faire. Il est à remarquer, du reste, que la comparaison de la valeur de Q déduite de (9) avec celle déduite de la formule (7 bis),

$$(7 \text{ bis}) \quad Q = \frac{W(606,5 + 0,305t - \theta)}{S(t-t')},$$

obtenue en faisant $x = 0$ dans la formule (7), est toujours utile à effectuer, car elle permet de voir s'il y a eu de l'eau entraînée par la vapeur de chauffe et d'obtenir par tâtonnements la proportion x de cette eau. Nous avons déjà fait cette remarque à l'occasion du calcul de ρ .

Il est à peine besoin de dire que calculer x par la comparaison des valeurs de Q ou la calculer à l'aide de ρ constitue une seule et même opération, car cela revient, dans chaque cas, à déterminer x de manière à satisfaire à la relation

$$\frac{W'}{W} = \frac{(606,5 + 0,305t)(1-x) + xt - \theta}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0}.$$

C'est la formule (10) qui fait connaître la production W' , en kilogrammes et par heure, d'un bouilleur fonctionnant dans des conditions thermiques données. Considérons, dans le deuxième membre de cette formule, le coefficient de $t - t'$,

$$\frac{Q.S.}{(606,5 + 0,305 + \varepsilon) t' - (1 + \varepsilon) t_0}.$$

S , surface de chauffe, est un élément fixe pour un bouilleur donné. Quant au dénominateur, il varie avec ε , t' et t_0 . Nous avons vu que ε doit se maintenir entre 0,30 et 0,35 et que, par suite, il est en quelque sorte invariable. De même, t_0 est une constante; c'est ou 15°, si l'on prend l'eau à l'état naturel, ou bien 50° à 60° si on réchauffe l'eau d'alimentation. Quant à la température t' , elle peut varier dans des limites assez étendues lorsque le bouilleur ne fonctionne pas comme producteur d'eau potable. Admettons qu'elle varie entre 160° (pour 5^kg, 200 de pression effective) et 116° (pour 0^kg, 750 de pression effective de l'eau vaporisée).

Pour $\varepsilon = 0,35$ et $t_0 = 15^\circ$, on a alors les deux valeurs ci-après du dénominateur en question

Pour $t' = 160^\circ$,	dénominateur	690,
Pour $t' = 116^\circ$,	»	662.

L'écart relatif entre ces deux valeurs rapporté à la plus petite est $\frac{28}{662} = 4,2$ pour 100. Il ne serait plus que de $\frac{14}{676} = 2$ pour 100, en le rapportant à la valeur moyenne. On peut, en somme, considérer le dénominateur comme constant sans erreur sensible et adopter la valeur moyenne 676.

En ce qui concerne Q , nous avons dit que ce coefficient varie avec t et t' . Cette variation est assez forte pour les bouilleurs à grande activité de transmission de chaleur comme le bouilleur Weir. Elle est peu étendue pour les bouilleurs à production modérée comme les bouilleurs tubulaires à circulation extérieure. On conçoit en tout cas qu'ayant effectué une série d'essais permettant d'avoir Q en faisant varier t et t' dans les limites ordinaires, on puisse sans grande erreur adopter un chiffre moyen; nous en donnons un exemple un peu plus loin. On arrive ainsi, pour le facteur de $(t - t')$ dans le deuxième membre de la formule (10), à un terme moyen qu'on peut regarder comme constant pour un bouilleur donné. Appelons-le α . On peut alors poser

(10 bis) $W' = \alpha(t - t').$

On trouve souvent, dans les catalogues des bouilleurs, une relation de ce genre pour caractériser le débit par vingt-quatre heures.

Désignons par P ce débit par vingt-quatre heures, et par m le coefficient de $(t - t')$ correspondant. On a

(10 ter) $P = m(t - t').$

L'indication de m permet, d'ailleurs, de calculer de suite le coefficient d'activité de transmission Q admis par le constructeur de l'appareil, car on a

$$(11) \quad Q = \frac{m \cdot 676}{S \cdot 24} = 28 \frac{m}{S}.$$

Valeurs de Q pour quelques bouilleurs à simple effet. — Voici les valeurs de m , de S et de Q pour quelques bouilleurs d'emploi courant. Nous rappellerons que Q est relatif à l'heure, tandis que P et m concernent la production par vingt-quatre heures.

Catalogue de la maison Mourraille.

La première catégorie, de TA à TD (Tableau ci-après), comprend les bouilleurs à faisceaux tubulaires avec circulation de vapeur de chauffe extérieure aux tubes. La deuxième catégorie, de SA à SCC', est relative aux bouilleurs à serpentins fixes et à tube central; la circulation de la vapeur de chauffe est intérieure aux serpentins. MM. Mourraille construisent également une troisième et une quatrième série, la troisième comprenant les bouilleurs à caractéristiques S.F.A, S.F.B, S.F.C, S.F.CC, S.F.CC', dits à serpentins amovibles par le fond, la quatrième série comprenant les modèles S.P.A, S.P.B, S.P.C, et S.P.C.C' dits à serpentins amovibles par le côté. Ces bouilleurs de la troisième et de la quatrième série ont respectivement mêmes valeurs de S , de m et, par conséquent, de Q que ceux du même rang et de même lettre finale de la deuxième catégorie. Il n'existe en un mot entre ces trois catégories 2, 3 et 4, que des variantes comme dispositifs de nettoyage.

Catalogue de la maison Mourraille (Extrait).

Désignation du bouilleur.	Surface de chauffe.	Valeur de m .	Valeur de Q correspondante.
	^{mq}		^{cal}
(1) { T.A	10,00	354	991
{ T.B	6,00	212	989
{ T.C	3,80	134	987
{ T.D	2,30	80	974
(2) { S.A	7,25	263	1014
{ S.B	5,45	197	1012
{ S.C	4,00	145	1015
{ S.CC	2,20	80	1028
{ S.CC'	2,20	80	1028

Bouilleurs Cousin ordinaires.

On a calculé cette fois Q par la relation

$$Q = \frac{P676}{24(t-t')S} = 0,784 \frac{P}{S},$$

en y supposant $t = 152^\circ$ et $t' = 116^\circ$.

Désignation du bouilleur.	Surface de chauffe.	Valeur de P.	Valeur de Q.
Cousin, première grandeur.....	^{mq} 15,13	^{lit} 10000	^{cal} 497
» deuxième »	9,08	6000	497
» troisième »	5,35	3600	527
» quatrième »	3,80	2400	495

Par suite de la moins bonne circulation d'eau et de vapeur dans les tubes, la valeur de Q est ici notablement moindre que dans les bouilleurs Mourraile.

Comme chiffre intéressant les bouilleurs Cousin et montrant, ainsi que nous l'avons dit plus haut, qu'on peut, dans ce système de bouilleurs à circulation de vapeur de chauffe extérieure, adopter sans grande erreur une valeur de Q moyenne applicable aux différentes températures usuelles, nous citerons les résultats ci-après mentionnés dans une Note en date du 28 janvier 1888 de M. l'Ingénieur Tissier et obtenus dans les expériences de vaporisation d'un bouilleur Cousin de deuxième grandeur.

Températures.		Surface de chauffe.	Valeur de P.	Valeur de Q.
t .	t' .			
131,0	106,0	^{mq} 9,08	^{cal} 5952	^{cal} 705
139,2	110,2	9,08	8040	761
148,2	114,7	9,08	9096	817

La relation appliquée pour le calcul de ces valeurs de Q est

$$Q = \frac{P[606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)15]}{24(t - t')S}$$

avec $\varepsilon = 0,26$ pour le premier cas, $\varepsilon = 0,22$ pour le deuxième et $\varepsilon = 0,31$ pour le troisième; ces valeurs de ε sont des chiffres d'expérience. En adoptant la valeur moyenne 761, on aurait donc des écarts en dessous de 7 pour 100. On conçoit, d'ailleurs, que, pour un catalogue, on adopte un chiffre voisin de la plus faible valeur de Q ou égal à cette valeur, afin d'être sûr que les productions annoncées seront atteintes.

Il est à noter, dans le Tableau ci-dessus, que Q tend à augmenter avec la température de la vapeur de chauffe.

Nous avons déjà eu l'occasion de signaler ce fait important, sur lequel il convient que l'attention soit portée et dont on verra d'autres exemples.

Nous avons indiqué plus haut les valeurs de Q admises comme un minimum par le constructeur pour les bouilleurs Mourraile, telles qu'elles résultent des valeurs de m inscrites sur les catalogues de la maison.

Voici maintenant quelques chiffres de Q constatés dans divers essais de

recette ou d'atelier relatifs à des bouilleurs de la même provenance et calculés, en supposant négligeable l'eau entraînée par la vapeur produite, à l'aide de la dernière relation indiquée à propos des essais visés dans la Note de M. Tissier.

Bouilleur.	S.	t .	t' .	α .	P.	Q.
T.B pour le <i>Pothuuu</i>	6,05 ^{mq}	159,22 ^o	110 ^o	0,489	9264	903
S.F.A pour la <i>Foudre</i>	7,25	161,0	110	0,371	21120	1667
S.B. pour l' <i>Alger</i>	5,45	163,5	111,7	0,300	15658	1585
S.P.B pour le <i>Pothuuu</i>	5,45	159,22	113,9	0,365	18400	2143

Ici encore, on constate que le coefficient d'activité Q est plus élevé dans les bouilleurs à serpentins (ceux caractérisés par la lettre S, comme il a été déjà dit) que dans ceux tubulaires à circulation de vapeur de chauffe à l'extérieur des tubes.

Voici d'autres chiffres :

Bouilleur T.A.....	Q = 1400
» S.B du <i>Redoutable</i>	Q = 2000
» S.P.B du <i>Bruic</i>	Q = 2300
» S.P.C.C du <i>Coëtlogon</i>	Q = 2400
» S.F.B du <i>Charles-Martel</i>	Q = 2500

On peut conclure que, dans les bouilleurs à serpentins de la maison Mouraille, Q se maintient entre 1200 et 2500. C'est le résultat admis par le constructeur.

Différence entre le fonctionnement continu d'un bouilleur et son fonctionnement par cuvées. — Les formules (5) et (6), qui régissent la puissance de production d'un bouilleur, supposent que, pendant le nombre d'heures α où on les applique, le fonctionnement est continu, c'est-à-dire que l'on alimente et que l'on extrait sans aucun arrêt. Tous les chiffres d'expérience que nous avons cités, au sujet des bouilleurs et des valeurs de Q correspondantes, ont trait à des essais effectués dans un fonctionnement continu.

Or, au début de l'emploi des bouilleurs (et sur certains bâtiments encore), le fonctionnement était fait par cuvées, parce qu'on ne disposait pas de pompes pour alimenter sans interruption. La série des opérations à faire pour faire marcher un bouilleur par cuvées est la suivante.

Supposons l'appareil au commencement de sa marche, le plein à l'eau de mer venant d'être fait. On vaporise cette eau. Une fois que le niveau a baissé jusqu'au can supérieur du faisceau tubulaire ou un peu au-dessus, on doit stopper, car on ne peut, par hypothèse, alimenter autrement qu'en profitant de la charge d'eau due à la hauteur de la flottaison au-dessus du débouché du tuyautage d'alimentation. On laisse donc tomber la pression à l'intérieur et, lorsqu'elle est suffisamment basse, on alimente; puis on remet en marche.

En outre, quand la saturation, qui croît à chaque fois, a atteint 4° (ce qui arrive au bout de trois ou quatre alimentations), on doit, avant de repartir, faire une extraction complète. On a ainsi des alternatives de vaporisation, de stoppage, d'alimentation et d'extraction de temps à autres. Cette manière de faire entraîne donc des pertes de temps et des pertes de chaleur. Dès lors, la puissance de production est nécessairement et sensiblement moindre dans le fonctionnement par cuvées que dans le fonctionnement par alimentation continue.

C'est ainsi qu'un bouilleur S.F.I. destiné à l'*Aventurier* et essayé en fonctionnement continu, a produit 6130^{lit} d'eau douce par vingt-quatre heures, tandis qu'un bouilleur identique du *Dragon*, essayé dans les mêmes conditions de pression que le précédent, n'a donné que 4680^{lit} par cuvées.

De même, le bouilleur Cousin de deuxième grandeur, dont nous avons donné plus haut les résultats obtenus dans des expériences de M. Tissier, n'a produit en marche par cuvées, les conditions de pression et d'extraction étant très sensiblement les mêmes, que les quantités ci-après :

Températures.		Surface de chauffe S.	P.
t.	t'.		
131,0 ^o	109 ^o	9,08 ^{mq}	4936 ^{lit}
139,2	112	9,08	6997
148,2	115,5	9,08	7747

On peut dire que le fonctionnement continu a pour effet d'accroître la production dans la proportion de 20 à 30 pour 100 par rapport à la production par cuvées.

Mais cela n'empêche pas Q, coefficient d'activité pendant la durée de la vaporisation, de conserver toujours ses valeurs habituelles. Seulement il importe de ne l'apprécier que pendant la durée en question, puisque cette activité cesse tout naturellement pendant tout le temps consacré au stoppage, à l'alimentation et à l'extraction.

Voici quelques exemples :

	Températures		S.	s.	P.	Durée effective du débit P.	Q.
	t.	t'.					
S.F.I. <i>Aventurier</i> ...	162°, 3	116°	2 ^{mq} , 65	0,385	6130	Fonctionnement continu en 24 heures.	1389
S.F.I. <i>Dragon</i>	162°, 3	116°	2 ^{mq} , 65	0,600	4600	Par cuvées ou en 13 ^h , 80.	

Pour les essais de ce bouilleur du *Dragon*, on procédait par cuvées de 100^{lit}; la vaporisation exigeait dix-huit minutes; la vidange, le remplissage

et la remise en pression, treize minutes. En vingt-quatre heures, on effectuait donc $\frac{24 \cdot 60}{31}$ ou 46 cuvées donnant chacune 100^{lit} d'eau douce, soit 4600^{lit} pour la production par vingt-quatre heures. Le chiffre de 100 est une moyenne sur 8 cuvées successives effectuées en quatre heures dix minutes.

Pendant cette même période, on a extrait 480^{lit}, soit $\varepsilon = \frac{480}{800} = 0,600$.

L'influence de ε est donc très faible, puisque la valeur est sensiblement la même dans les deux cas. La durée effective du débit 4600^{lit} est $46,18 = 13^h 48^m$.

On voit que Q a même une valeur plus forte dans le fonctionnement par cuvées ci-dessus que dans le fonctionnement continu. On aurait peut-être trouvé un écart moindre dans d'autres essais. Ce que nous avons voulu montrer, c'est que Q est un facteur indépendant du mode de fonctionnement, tandis que P en dépend, car P est fonction de la durée de la vaporisation, tandis que Q ne l'est pas *a priori*.

7. Analyse des résultats obtenus en Angleterre dans les essais d'un bouilleur à simple effet du système Weir.

Nous avons eu l'occasion de signaler l'influence des températures t , t' et θ de la fraction d'extraction ε et de la proportion d'eau entraînée sur p et sur Q. Nous avons fait remarquer que Q peut osciller entre 1500^{cal} et 6000^{cal} environ, suivant les types de bouilleurs et suivant l'activité de circulation de l'eau en vaporisation, toutes choses égales.

Toutes ces influences, dont nous avons indiqué quelques exemples, se retrouvent également, mises plus ou moins en relief, dans des résultats d'essais effectués en Angleterre sur un bouilleur à simple effet du système Weir, résultats qui sont, en particulier, consignés dans une Note à ce sujet de M. l'ingénieur Maurice, Note insérée dans le *Mémorial du Génie maritime*, 3^e livraison, 1892.

Une étude attentive de ces résultats nous ayant montré qu'on pouvait en tirer quelques conclusions utiles, il nous a paru intéressant d'en résumer ici les points principaux.

Nous rappelons que le bouilleur Weir est une chaudière contenant un faisceau amovible de tubes en cuivre en forme d'U, dans lesquels circule la vapeur de chauffe; celle-ci est entièrement condensée dans ces tubes, grâce à quelques dispositifs de détails simples et efficaces. De ces tubes, elle passe un instant dans un tube, dit *de retour*, à la sortie duquel elle quitte la chaudière.

Dans les essais en question, on a mesuré t température de la vapeur de chauffe, t' température de l'eau vaporisée, θ température de l'eau de chauffe, W eau de chauffe condensée par heure et par mètre carré. Telles sont les

données fermes de l'expérience. Pour en déduire P, nous avons admis que la fraction d'extraction était égale à la valeur moyenne usuelle $\varepsilon = 0,35$, car il est dit, dans le compte rendu des essais, que l'extraction était assez abondante. En ce qui concerne Q, nous avons supposé que la proportion d'eau entraînée était nulle dans un premier calcul, égale à 10 pour 100 dans un deuxième et à 15 pour 100 dans un autre; P a été calculé également dans ces trois cas.

Les formules employées ont été

$$\rho = \frac{(606,5 + 0,305)(1-x)t + xt - 0}{[606,5 + (0,305 + 0,350)]t' - (1 + 0,350)150},$$

$$Q = W \frac{(606,5 + 0,305)(1-x)t + xt - 0}{t - t'}.$$

Résultats des expériences du

Numéros de l'expérience.	Température			Différence $t - t'$	K ^{gr} d'eau de chauffe condensés par heure et par mètre carré W.	Coefficient de rendement		
	de la vapeur chauffante dans les tubes t .	de l'eau de chauffe dans le tube de retour θ .	de vaporisation de l'eau de mer t' .			pour $x = 0.$	pour $x = 0,10.$	pour $x = 0,15.$
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
A ₁	120,2	119,2	113,0	7,2	44,87	0,788	0,710	0,670
A ₂	"	117,9	108,9	11,3	67,77	0,798	0,718	0,678
A ₃	"	114,3	104,2	16,0	115,08	0,807	0,726	0,687
B ₁	126,3	125,4	120,3	6,0	40,14	0,781	0,703	0,664
B ₂	"	122,3	114,2	12,1	98,64	0,790	0,711	0,672
B ₃	"	119,1	106,4	19,9	169,23	0,801	0,721	0,682
C ₁	138,3	137,9	130,7	9,6	51,40	0,775	0,700	0,651
C ₂	"	134,7	124,0	14,3	123,00	0,784	0,707	0,670
C ₃	"	131,6	111,7	26,6	271,9	0,799	0,721	0,683
D ₁	155,6	154,5	147,8	7,8	70,74	0,731	0,658	0,622
D ₂	"	153,0	142,3	15,3	139,62	0,738	0,664	0,628
D ₃	"	147,8	126,3	29,3	342,41	0,754	0,679	0,642
D ₄	"	138,3	112,4	43,2	488,10	0,781	0,705	0,667
E ₁	166,3	165,0	153,1	13,2	113,23	0,716	0,645	0,608
E ₂	"	163,5	144,9	21,4	233,92	0,725	0,654	0,616
E ₃	"	160,1	138,3	28,0	321,63	0,734	0,663	0,624
E ₄	"	152,6	130,7	35,6	414,05	0,751	0,678	0,641
E ₅	"	146,0	124,0	42,3	484,13	0,765	0,692	0,654
F ₁	176,1	173,0	153,0	23,7	283,00	0,710	0,640	0,604
F ₂	"	168,4	144,9	31,8	404,74	0,722	0,650	0,615
F ₃	"	162,3	134,8	41,9	550,79	0,738	0,665	0,630
F ₄	"	156,0	121,4	55,3	692,73	0,757	0,684	0,648
G ₁	185,6	181,3	158,0	27,6	344,70	0,698	0,628	0,594
G ₂	"	175,7	147,2	38,4	511,60	0,714	0,644	0,609
G ₃	"	168,9	140,3	45,3	598,35	0,728	0,657	0,621
G ₄	"	161,0	126,3	59,3	709,10	0,750	0,678	0,640

bouilleur à simple effet Weir.

Coefficient d'activité Q, en calories.			Valeur de $\frac{\theta}{t}$.
pour $x = 0.$	pour $x = 0,10.$	pour $x = 0,15.$	
10.	11.	12.	13.
Cal	Cal	Cal	
3264	3037	2774	0,991
3150	2835	2677	0,980
3803	3422	3236	0,950
3476	3128	2954	0,992
4261	3355	3626	0,968
4449	4008	3790	0,943
3521	3176	3003	0,997
4506	4064	3847	0,973
5387	4864	4605	0,951
4529	4076	3840	0,992
5258	4732	4474	0,983
5891	5307	5020	0,948
5826	5260	4981	0,888
4222	3808	3588	0,992
5396	4867	4586	0,983
5710	5156	4859	0,968
5868	5304	5011	0,917
5850	5294	5007	0,877
5820	5238	4952	0,979
6262	5642	4521	0,953
6547	5905	5591	0,918
6319	5772	5409	0,882
6017	5415	5120	0,976
6467	5833	5516	0,946
6329	5893	5574	0,910
6004	5427	5145	0,867

Observations.

Les chiffres des colonnes 2, 3, 4, 5 et 6 sont des chiffres d'expériences.

Ceux des autres colonnes sont des résultats du calcul des formules indiquées pour p et Q .

On peut dire qu'en moyenne, dans le Tableau ci-contre, p et Q sont réduits de 10 pour 100 environ par la présence de 10 pour 100 d'eau entraînée, et de 15 pour 100 quand la proportion d'eau entraînée est de 15 pour 100 elle-même.

Cette constatation résulte des calculs, qui ont tous été effectués directement.

Conséquences à tirer du Tableau. — L'examen du Tableau ci-contre comporte les observations suivantes :

1° On y voit, d'abord, l'influence de la proportion x de l'eau entraînée sur les valeurs de ρ et de Q . Cette influence a déjà été signalée.

2° On constate ensuite qu'à égalité de valeur de t , le coefficient de rendement ρ augmente quand t' diminue. C'est un fait brutal qui résulte de la manière même dont l'expression de ρ varie avec t , t' et θ , toutes choses égales.

3° Ce qui est plus intéressant, c'est la façon dont Q varie avec t et t' . On remarquera que, pour une même valeur de t , Q croît généralement quand t' diminue, quelle que soit la proportion x d'eau entraînée. Il suffit d'examiner les chiffres des colonnes 10, 11 et 12. Nous n'avons pas la prétention d'affirmer que la préférence doit être accordée à telle ou telle de ces trois colonnes; peu importe, car l'allure du phénomène de variation de Q reste la même, quelle que soit celle de ces trois colonnes qui soit considérée. Il semble, en même temps, que, lorsque la température t acquiert une certaine valeur, il y a une température t' qui fait passer Q par un maximum. Ce qui paraîtrait l'indiquer ce sont les valeurs de Q relatives aux expériences D_3 , E_4 , F_3 , G_3 .

4° Enfin, le groupement des chiffres que nous avons fait dans le Tableau suivant, chiffres compris dans le grand Tableau précédent, montrerait qu'à égalité de température t' le coefficient d'activité tend à augmenter avec la température t de la vapeur de chauffe.

La conclusion est que Q n'est pas une constante pour un type donné de bouilleurs; il varie avec t et t' ; il tend à augmenter quand t augmente et quand t' décroît.

Numéro de l'expérience.	Température t'		Coefficient d'activité Q , en calories.		
	de l'eau en vaporisation.	de la vapeur de chauffe.	Pour $x = 0.$	Pour $x = 0,10.$	Pour $x = 0,15.$
C_2	124,0	138,3	4506	4064	3847
E_3	Id.	166,3	5850	5294	5007
D	126,3	155,6	5891	5307	5020
G_4	Id.	161,0	6004	5427	5145
C_1	130,7	138,3	3521	3176	3003
E_4	Id.	166,3	5868	5304	5011
D_1	147,8	155,6	4529	4076	3840
G_2	147,2	185,6	6467	5833	5516
E_1	153,1	166,3	4222	3808	3588
F_1	153,0	176,7	5820	5238	4952
E_2	144,9	166,3	5396	4869	4586
F_2	Id.	176,7	6262	5642	4521

Voici des considérations qui viennent à l'appui de la conclusion précédente.

Si le coefficient d'activité Q , au lieu d'être constant pour un bouilleur

donné, augmente pour une cause quelconque quand on fait circuler la vapeur de chauffe à une température et à une pression fixes, la quantité de chaleur totale cédée par la vapeur de chauffe sur un parcours donné, dans un temps donné (une heure, par exemple) doit également augmenter; par conséquent, la condensation complète de la vapeur doit être atteinte sur un parcours moindre; l'eau de chauffe condensée circulera alors plus longuement dans le tuyautage; elle sera plus longuement en communication avec l'eau de mer et elle aura, par suite, à sa sortie, une température θ plus écartée de t . Donc, si, t étant fixe, Q varie avec t' et croît quand t' décroît, $\left(\frac{\theta}{t}\right)$ doit décroître, comme le montre la colonne 13. On conçoit, d'ailleurs, que le coefficient d'activité puisse augmenter, dans ces conditions, car la vitesse de circulation de l'eau en vaporisation varie en sens inverse de la pression ou de la température (t') à laquelle cette eau est vaporisée; l'écoulement des calories de la paroi vers l'eau peut donc alors se faire avec plus de rapidité, et nous avons vu que c'est cet écoulement qui a le plus d'influence sur la valeur de Q . La remarque qui vient d'être faite sur la décroissance de $\left(\frac{\theta}{t}\right)$, corrélative de l'augmentation de Q , par la diminution de (t'), ne peut avoir rien d'absolu, car cette décroissance pourrait encore avoir lieu, mais probablement à un moindre degré, avec Q constant.

Ce qu'on voit moins bien au premier abord, c'est que, à égalité de valeur de t' , c'est-à-dire à égalité probable d'activité de circulation de l'eau en vaporisation le long des parois chauffantes, Q croisse avec t . On comprend cependant que, la rapidité de condensation de la vapeur de chauffe étant, comme nous l'avons dit, extrêmement grande et la vapeur de chauffe circulant d'autant plus vite que sa pression est plus élevée, il se condense par unité de temps d'autant plus de calories que la température (t) est plus élevée. Si alors la circulation de l'eau en ébullition à la température (t') est telle que l'absorption des calories cédées puisse avoir lieu, Q augmente. Mais il arrive un moment où cette absorption ne peut plus croître, tandis que toujours augmente avec t le nombre des calories cédées par la vapeur de chauffe. A ce moment, le coefficient Q cesse de croître. En outre, mesuré en partant de W , il paraîtra diminuer, car la vapeur de chauffe se sera en partie condensée en pure perte. Q , ainsi déterminé, passera donc par un maximum. Calculé en partant de W' (eau vaporisée), il aurait probablement une valeur à peu près stationnaire, oscillant autour du maximum en question, maximum dont l'existence semble ressortir de l'examen du Tableau des essais du bouilleur *Weir*.

8. — Indications diverses de détail.

Pour améliorer le fonctionnement d'un bouilleur, on doit, avons-nous vu, tout disposer pour se débarrasser de l'air entraîné par la vapeur de chauffe (afin que cette vapeur soit entièrement condensée à l'extrémité de sortie de la surface de chauffe effective) et pour accroître le plus possible la vitesse de circulation de l'eau en ébullition le long des parois chauffantes, vitesse qui est un des facteurs essentiels de l'activité de production du bouilleur.

Purge de l'air. — La présence de l'air est, comme il a été dit, très préjudiciable à l'effet produit par la vapeur de chauffe. C'est un des principaux avantages, de la circulation de cette vapeur à l'intérieur des tubes, que la possibilité qui en résulte d'empêcher des couches d'air d'adhérer à la paroi de chauffe. Mais, même avec ce système de circulation, tel dispositif de détail, qui facilite l'évacuation de l'air ainsi entraîné, contribue à augmenter le coefficient d'activité. Il en a été ainsi pour le bouilleur *Weir*. L'installation de tubes de retour, avec l'addition de petits bouchons à la sortie des tubes en U qui forment la surface de chauffe, a considérablement accru la production de ce type de bouilleurs. Cette installation détermine, entre l'arrivée supérieure de la vapeur et sa sortie inférieure, une différence de pression qui assure la rapidité de circulation de cette vapeur et de l'air qu'elle amène. Dans les bouilleurs *Mourraille* à serpentins, on recueille l'air dans une bouteille dite *régulatrice*, d'où l'on doit avoir soin de le purger. C'est dans ce but qu'il est recommandé de régler la marche du bouilleur de manière à laisser pénétrer un peu de vapeur dans la bouteille en question : avec la vapeur, l'air sort des serpentins. Si la sortie du serpentín ne donnait que de l'eau, l'air ne pourrait passer en même temps et s'accumulerait dans les serpentins de chauffage, où sa présence se manifesterait par une diminution progressive de la production.

D'une façon générale, on doit avoir soin de bien chasser l'air de tout bouilleur avant de le mettre en marche.

Condensation de la vapeur de chauffe. — Il est évident qu'il importe que toute la vapeur de chauffe soit condensée au contact de la surface de chauffe effective et non après sa sortie : toute condensation produite au delà fait perdre le bénéfice de la chaleur latente qu'a dû céder la chaudière.

Nous venons de voir que des dispositions dans ce sens existent sur tous les bouilleurs à circulation de vapeur intérieure (bouilleur *Weir*, bouilleurs *Mourraille* à serpentins).

Vitesse de circulation de l'eau en ébullition. — Dans les bouilleurs *Mourraille*, qui dérivent du système Cousin, on a disposé un tube central terminé

par une sorte d'entonnoir. Ces tubes existent, non seulement sur les types à caractéristiques T (bouilleurs tubulaires), mais aussi sur les types à caractéristiques S, SF, SP (à serpentins, à serpentins amovibles par le fond, à serpentins amovibles par une porte latérale).

On a nettement observé que l'eau vaporisée par le faisceau tubulaire et par le faisceau de serpentins qui entoure le tube central se soulève au-dessus de la ligne d'eau normale et tend à retomber dans l'entonnoir central, par lequel elle redescend vers le fond, d'où résulte une circulation très active. On a constaté le fait en opérant à l'air libre, sous la pression atmosphérique.

On a vérifié également que le panache formé par le mélange d'eau et de vapeur, qui prend naissance dans l'espace annulaire, s'élève assez haut pour pénétrer par épanouissement dans l'entonnoir, tout autant que celui-ci n'excède pas de plus de 10^{cm} environ la ligne d'eau au repos.

Dans les bouilleurs des types G, H, I (SFG, SFH, SFI), il n'y a qu'un seul serpentín au centre; l'ébullition se fait dans la partie centrale et le retour de circulation a lieu dans l'espace annulaire compris entre l'enveloppe du bouilleur et la caisse cylindrique, munie d'un trou dans le haut, dans laquelle est placé le serpentín. Ce phénomène de circulation est du même ordre que celui du cas précédent.

Limite de la vitesse d'ébullition. — La vitesse de circulation ne doit pourtant pas dépasser la limite à partir de laquelle on aurait des entraînements d'eau de mer. On peut retarder, il est vrai, ceux-ci avec des écrans qui arrêtent cette eau; mais, malgré tout, pour un bouilleur donné, il y a une limite de vitesse de vaporisation inévitable au delà de laquelle les entraînements d'eau se manifesteraient.

Toutes choses égales, cette limite est d'autant moins vite atteinte que la prise de vapeur de l'eau vaporisée par le bouilleur est plus éloignée de la surface d'ébullition. A ce point de vue, les bouilleurs verticaux (Cousin, Mourraille, Oriolle, etc.) sont mieux disposés que les bouilleurs horizontaux du genre Weir. On constate, en effet, que la prise de vapeur dans les premiers est à une distance de la surface d'ébullition qui est presque le double de la distance correspondante des seconds. Il peut résulter d'une différence aussi considérable une facilité et une sécurité de conduite importantes.

Limite de la production d'eau douce. — Quoi qu'il en soit, l'entraînement de l'eau dans un générateur quelconque de vapeur étant dû à la vitesse de passage de la vapeur à travers la surface d'ébullition, il y a une limite à cette vitesse de dégagement de la vapeur, qui est obligatoire pour que l'eau ne suive pas la vapeur. Cela revient à dire que, pour un bouilleur de type et de grandeur donnés, la surface d'ébullition étant fixe quelles que soient les pressions de fonctionnement et les températures (t) et (t'), le volume de vapeur que le bouilleur en question peut produire en un temps donné, sans

entraînements d'eau sensible, est constant. Cela revient à dire encore que, la température (t') et la pression de vaporisation variant, le poids d'eau douce produit en un temps donné est en raison inverse du poids spécifique de la vapeur à la température de production (t').

Des expériences, effectuées en Angleterre par M. Weir, ont permis de vérifier cette loi.

Limite de l'écart de température ($t - t'$). — La limite de cette production a pour conséquence d'obliger à ne pas avoir un écart quelconque de température ($t - t'$) entre la vapeur de chauffe et l'eau vaporisée. La température t' étant réglée, on a intérêt à augmenter (t), car Q , coefficient d'activité, augmente alors. Mais la production, qui est proportionnelle à la fois à Q et à ($t - t'$), augmente en même temps. Or, il convient qu'elle ne devienne pas trop grande. Ainsi, si l'on ne veut pas s'exposer à des entraînements d'eau de mer, on doit, pour une température (t') à laquelle l'eau de mer sera vaporisée, ne pas dépasser, avec un bouilleur donné, une certaine valeur (t) pour la température de la vapeur chauffante.

Cette limite de (t), quand on ne peut donner à t' une valeur supérieure à un certain chiffre, a pour conséquence de réduire la valeur du coefficient de rendement p et celle du coefficient d'activité Q .

Une autre conséquence est que les dépôts formés avec une vaporisation effectuée lentement et à basse pression sont plus adhérents, moins friables que ceux produits avec une vaporisation plus active. La vaporisation modérée donne lieu à une sorte de cuisson des dépôts qui en fait une espèce de croûte liante et tenace, tandis qu'à une allure de vaporisation plus vive les sels, plus anhydres, constituent comme de la poussière facile à détacher.

Les limites dont nous venons de parler donnent donc lieu à des inconvénients assez nombreux et assez importants.

Valeur de (t) dans quelques cas. — Étant donnée une pression de vapeur de chauffe, il y a intérêt, avons-nous vu, à prendre une température de vaporisation de l'eau de mer aussi basse que possible. Mais celle-ci n'est généralement pas arbitraire, parce que, en général, la vapeur produite doit vaincre certaines résistances pour aboutir à l'enceinte où doit être rassemblée l'eau douce produite, résistances qui viennent soit du tuyautage à parcourir, soit des appareils à traverser.

Pour la vapeur destinée à fournir de l'eau potable, en particulier, il faut que la vapeur provenant de l'eau de mer aboutisse au réfrigérant, qu'elle le parcoure et qu'elle remonte ensuite jusqu'au point où elle doit déboucher au-dessus du filtre.

En outre, il faut qu'elle traverse l'aérateur, qui est greffé sur le réfrigérant, avec une certaine vitesse, condition pour que l'air soit entraîné par l'eau en quantité convenable.

L'expérience montre qu'avec les installations habituelles il est utile de

vaporiser l'eau de mer à une pression effective de 0^kg,500 environ. Souvent, d'ailleurs, on doit forcer un peu cette pression, lorsqu'on constate que l'aération ne se fait pas assez complète ou que l'écoulement de la vapeur produite n'est pas assez rapide. Une pression de 0^kg,500 est, en outre, utile dans tous les cas pour donner à l'extraction un fonctionnement régulier.

Ce qui limite, d'autre part, la valeur de cette pression, c'est la convenance générale d'avoir la température correspondante aussi faible que possible, ainsi que nous l'avons fait remarquer plusieurs fois. C'est aussi la convenance d'avoir de l'eau entièrement condensée à la sortie du filtre, pour éviter un dégagement de vapeur dans le local où fonctionne l'installation.

Utilité d'une faible valeur de θ . — Même quand on ne doit pas faire d'eau potable, quand l'eau doit aboutir simplement à des bâches d'où elle est ensuite envoyée aux chaudières, ce serait un tort de l'y faire aller à trop haute température, car la bache dégage alors de la vapeur en même temps que de la chaleur autour d'elle, ce qui est une gêne et peut être aussi le point de départ de brûlures. Il en est de même de la température θ de l'eau de chauffe à la sortie du bouilleur. Aussi a-t-on pris pour règle de refroidir cette eau sur le bouilleur même, en l'utilisant à réchauffer l'eau d'alimentation du bouilleur. Une fois qu'elle a quitté le réchauffeur, elle est à une température assez basse pour qu'on puisse, sans avoir à craindre les ennuis précités, l'envoyer dans un récipient quelconque.

Réchauffage de l'eau d'alimentation du bouilleur. — L'eau d'alimentation représentant un poids égal à $W'(1 + \varepsilon)$ et l'eau de chauffe un poids égal à W , l'échange de chaleur donne

$$W(\theta - \theta') = W'(1 + \varepsilon)(\theta' - t_0),$$

θ' étant la température commune à l'eau de chauffe refroidie et à l'eau d'alimentation réchauffée. D'où

$$\theta' = \frac{W\theta + W'(1 + \varepsilon)t_0}{W + W'(1 + \varepsilon)}$$

ou

$$\theta' = \frac{\theta + \rho(1 + \varepsilon)t_0}{1 + \rho(1 + \varepsilon)},$$

ρ étant le coefficient de rendement du bouilleur.

Entre le rendement ρ' du bouilleur fonctionnant avec de l'eau réchauffée, c'est-à-dire le rendement de valeur

$$\rho' = \frac{606,5 + 0,305 t - \theta}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)\theta'}$$

et le rendement ρ du même bouilleur fonctionnant sans réchauffeur, c'est-

à-dire égal à

$$\rho = \frac{606,5 + 0,305t - 0}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0},$$

on a donc la relation

$$\frac{\rho'}{\rho} = \frac{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon) \frac{0 + \rho(1 + \varepsilon)t_0}{1 + \rho(1 + \varepsilon)}},$$

Pour $t = 162^\circ, 37$, $t' = 125^\circ$, $\theta = 98^\circ$, $\varepsilon = 0,363$, $t_0 = 15^\circ$ et $\rho = 0,832$ (cas du bouilleur du canot du *Jauréguiberry*), on a

$$\frac{\rho'}{\rho} = \frac{1452}{1315} = 1,10.$$

D'où un bénéfice de 10 pour 100 pour le cas considéré.

En moyenne, ce bénéfice se maintient entre 8 et 10 pour 100.

Dans le même exemple, on trouve $\theta' = 54^\circ$.

Convenance de bien proportionner un bouilleur. — Il en est d'un bouilleur comme de tout générateur de vapeur. Sa puissance de production dépend de la proportion de la section d'arrivée de la vapeur chauffante par rapport à la surface tubulaire et de celle-ci par rapport au volume d'eau. La section d'arrivée de la vapeur de chauffe joue un rôle analogue à celui de la surface de grille combinée avec l'activité de la combustion du charbon. Il est évident que, si la section d'arrivée de vapeur est trop faible comparativement à la surface de chauffe, le nombre de calories amenées de la chaudière est inférieur à celui que pourrait transmettre la surface tubulaire et absorber le volume d'eau.

Il s'établit, dans ces conditions, un régime donnant des résultats inférieurs à ceux qu'on pourrait avoir.

Utilisation de toute la surface tubulaire. — Dans les bouilleurs à serpents de la maison Mourraile, il y a quatre serpents indépendants établis en dérivation entre un collecteur commun d'arrivée de vapeur chauffante et un collecteur de sortie d'eau de chauffe. Chaque serpent, fait en cuivre rouge étiré, a un diamètre d'autant plus petit qu'il est plus voisin du tube central, et cela pour la facilité de la fabrication; il y a, en outre, tout naturellement, un développement d'hélice d'autant moindre pour le serpent qu'il est plus rapproché du tube précité. Pour ces deux raisons, les serpents ont une surface de chauffe respective qui augmente à mesure qu'ils sont plus voisins de l'enveloppe extérieure du bouilleur.

Au début, pour des considérations de confection, les divers serpents se greffaient sur le collecteur d'arrivée de vapeur de chauffe sous une même section.

Il en résultait que les serpents, de rang 1, 2 et 3 à partir de l'enveloppe, absorbaient une trop grande quantité de vapeur au détriment du serpent

n° 4, c'est-à-dire du plus voisin du centre. On a soin aujourd'hui de proportionner la section d'introduction de la vapeur dans chaque serpentin à la surface de chauffe de celui-ci et la puissance de production s'en trouve accrue.

Emploi de tubes à cannelures. — Nous avons eu souvent l'occasion de signaler que la puissance de condensation de la vapeur d'eau sur une paroi n'a d'autre limite, en quelque sorte, que celle qui résulte de l'aptitude de la paroi à écouler les calories qui lui sont cédées par la vapeur se condensant à son contact. Cette aptitude, à son tour, est augmentée suivant que la surface tubulaire, dans laquelle circule la vapeur de chauffe, est plus ou moins grande par rapport au volume de cette vapeur de chauffe. De là l'emploi des tubes à section ondulée, ayant l'aspect de tubes avec cannelures dans le sens de leur longueur (voir *fig. 3*), qui sont préconisés par M. Kirkaldy, constructeur de distillateurs et de réchauffeurs à Londres. La production de vapeur obtenue par l'emploi de semblables tubes serait, d'après cet industriel, le double de celle que donnent, toutes choses égales, les tubes ordinaires à section circulaire.

Fig. 3.

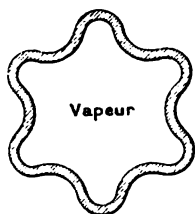
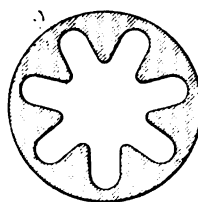


Fig. 4.



Il est à noter que le tube étoilé ci-dessus (*fig. 3*) a pour rôle de faciliter l'écoulement de la chaleur, qui est sur la surface de la paroi, vers l'extérieur de celle-ci. Avec le *tube à ailettes Serve* (*fig. 4*), ce qu'on cherche à obtenir surtout, c'est l'écoulement de la chaleur qui circule dans la partie centrale vers la surface du tube. Le problème n'est pas le même, comme on voit.

Indication de quelques chiffres usuels. — Nous avons vu que les divers calculs relatifs aux bouilleurs comprennent, en général, la connaissance de l'une ou de l'autre des deux expressions

$$\begin{cases} 606,05 + 0,305t - \theta, \\ 606,05 + (0,305 + \varepsilon)t - (1 + \varepsilon)t_0. \end{cases}$$

En supposant $\varepsilon = 0,35$ et, successivement, $t_0 = 15^\circ$, $t_0 = 60^\circ$ en même temps que $\theta = 0,90t$ ou $\theta = 0,80t$, nous avons dressé un Tableau des valeurs des deux expressions ci-dessus pour des valeurs de t comprises entre 180° et 110° avec des intervalles de 5° en 5° .

On remarquera que, si l'on veut avoir la valeur de la deuxième expression pour une fraction ε' différente, il suffit d'ajouter à la valeur correspondante à

$\varepsilon = 0,35$ celle qui résulte du calcul de

$$(\varepsilon' - 0,35)t - (\varepsilon' - 0,35)t_0 = (\varepsilon' - 0,35)(t - t_0).$$

De même, si l'on a besoin de connaître la valeur de la première expression pour une autre proportion α de θ par rapport à t , il y aura à augmenter la valeur correspondante, relative à $\theta = 0,90t$ ou à $\theta = 0,80t$, de la quantité $(0,90 - \alpha)t$ ou $(0,80 - \alpha)t$, suivant le cas.

Température de la vapeur t .	Valeur de $606,5 + 0,305t - \theta$		Valeur de $606,5 + (0,305 + 0,35)t - (1 + 0,35)t_0$.	
	pour $\theta = 0,90t$.	pour $\theta = 0,80t$.	pour $t_0 = 15^\circ$.	pour $t_0 = 60^\circ$.
	Cal	Cal	Cal	Cal
180	499,40	517,40	704,15	663,65
175	502,37	519,87	700,87	650,37
170	505,35	522,35	697,60	659,10
165	508,32	524,82	694,32	653,82
160	511,30	527,30	691,05	650,55
155	514,27	529,77	687,77	647,27
150	517,25	532,25	684,50	644,00
145	520,22	534,72	680,22	639,72
140	523,20	537,20	677,95	637,45
135	526,17	539,67	674,67	634,17
130	529,15	542,15	671,40	630,90
125	532,12	544,62	668,12	627,62
120	535,10	547,10	664,85	624,35
115	538,07	549,57	661,57	621,07
110	541,05	552,05	658,30	617,80

TITRE II.

BOUILLEUR A EFFET MULTIPLE.

1. — Principe du bouilleur à effet multiple.

Le fonctionnement d'un bouilleur à simple effet consiste à emprunter, sous forme de chaleur latente, des calories à une chaudière et à les céder, à travers une paroi bonne conductrice, à de l'eau qui, après vaporisation, les emporte, en proportion plus ou moins grande et également sous forme de chaleur latente, dans une bûche ou dans un réfrigérant où elles disparaissent. Il est évident, d'autre part, que l'eau vaporisée par ce bouilleur dans le vase V' peut jouer, par rapport à un deuxième bouilleur, le même rôle que l'eau

vaporisée dans la chaudière pour le premier. Dans ce cas, la chaleur latente de la vapeur à la température t' servira à transformer, à son tour, en vapeur une certaine quantité d'eau à une température t'' inférieure à t' , sans que la quantité de chaleur empruntée à la chaudière ait augmenté malgré ce surcroît de production.

En disposant de la sorte une série de bouilleurs à la suite les uns des autres, on engendre donc une quantité d'eau douce qui va en croissant avec le nombre de ces bouilleurs, tandis que la cession de chaleur effectuée par la chaudière initiale n'a pas à varier.

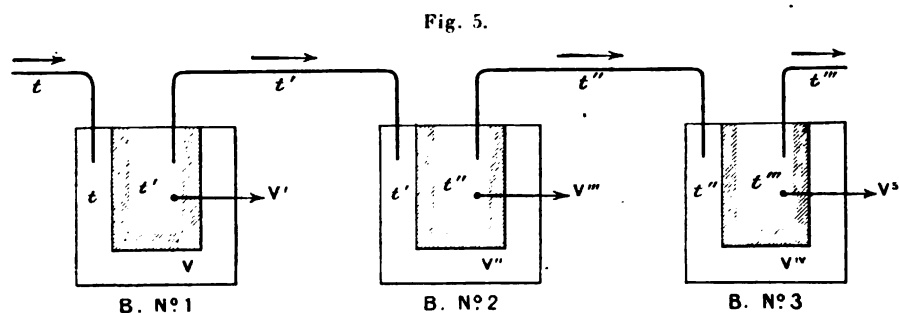
L'ensemble de cette série de bouilleurs constitue un *bouilleur à effet multiple*, à *double effet* si les bouilleurs en série sont au nombre de deux, à *triple effet*, s'ils sont au nombre de trois, et ainsi de suite.

Tel est le principe des bouilleurs en série ou en cascade.

Il est de toute évidence que, dans la série, chaque bouilleur individuel doit satisfaire aux conditions de fonctionnement et d'établissement indiquées comme nécessaires ou comme les plus favorables pour un bouilleur à simple effet. Les règles pour l'extraction, le coefficient de rendement ρ et le coefficient d'activité Q dépendent des mêmes éléments et subissent les mêmes influences.

Il reste à voir les conséquences qui en résultent pour le fonctionnement d'ensemble.

Relations diverses pour le fonctionnement d'ensemble.— Nous examinerons plus particulièrement un bouilleur à triple effet, qui est le plus usité en ce moment. On verra, du reste, que rien n'est plus aisé que d'étendre le procédé d'examen à un bouilleur à effet quelconque.



Nous désignerons par *Bouilleur n° 1* celui qui fonctionne à la température la plus haute, par *Bouilleur n° 2* le suivant, etc. Établissons les notions correspondantes.

	Bouilleur n° 1.	Bouilleur n° 2.	Bouilleur n° 3.
Température de vapeur de chauffe.....	t	t'	t''
Température d'eau vaporisée.....	t'	t''	t'''
Surface de chauffe en mètres carrés	S_1	S_2	S_3
Coefficient d'activité	Q_1	Q_2	Q_3
Coefficient de rendement théorique	ρ_1	ρ_2	ρ_3
Poids d'eau vaporisée par heure.....	W'	W''	W'''
Température de sortie d'eau de chauffe	θ	θ'	θ''
Température d'alimentation.....	t_0	t_0	t_0

L'eau d'alimentation est supposée à la même température t_0 pour les trois bouilleurs; c'est 15° si l'on prend l'eau à l'état naturel, ou 60° environ si l'appareil comporte un réchauffeur.

La fraction d'extraction est admise égale à 0,350 pour les trois bouilleurs également.

On remarquera que le poids W de vapeur de chauffe provenant de la chaudière y retourne et que, par suite, tout le bénéfice en eau douce, qui résulte du fonctionnement du bouilleur, est constitué par le poids W' d'eau vaporisée dans V' et qui sort de V'' sous forme d'eau de chauffe, par le poids W'' d'eau vaporisée en V'' et recueillie à la sortie de V' et par le poids W''' de l'eau vaporisée dans V' et recueillie dans une bêche ou dans un condenseur.

On peut donc écrire

$$(13) \quad \text{Production par heure} = W' + W'' + W''' = D.$$

Ceci dit, en appliquant à chacun des bouilleurs considérés séparément les relations (7) et (9) et en admettant que les entraînements d'eau sont négligeables, on a la série des équations ci-après :

$$(14) \quad \begin{cases} W(606,5 + 0,305t - \theta) \\ \quad = W'[606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0] = Q_1 S_1 (t - t'), \\ W'(606,5 + 0,305t' - \theta') \\ \quad = W''[606,5 + (0,305 + \varepsilon)t'' - (1 + \varepsilon)t_0] = Q_2 S_2 (t' - t''), \\ W''(606,5 + 0,305t'' - \theta'') \\ \quad = W'''[606,5 + (0,305 + \varepsilon)t''' - (1 + \varepsilon)t_0] = Q_3 S_3 (t'' - t'''). \end{cases}$$

Les inconnues sont W, W', W'', W''', t et t'' , car on se donne les températures extrêmes t et t''' entre lesquelles doit fonctionner le bouilleur à effet multiple.

Or le groupe précédent d'équations comporte six relations entre les six inconnues en question. Il y a, en un mot, deux inconnues nouvelles par bouilleur et deux équations distinctes par bouilleur également. La solution existe donc d'une manière générale, quel que soit le nombre des bouilleurs installés en série. Il est à noter, en effet, que Q_1 est une fonction de t et de t' que l'on doit considérer comme connue pour le type de bouilleurs em-

ployé; de même, Q_1 est une fonction à supposer connue de t' et de t'' , ainsi que Q_3 , fonction de t'' et de t''' . On doit admettre aussi que θ , qui est une fonction déterminée de t et de t' pour un bouilleur donné, est connue également, ainsi que θ' , fonction de t' et de t'' , et θ'' , fonction de t'' et de t''' .

On voit que t' et t'' ne sont pas arbitraires. Cela montre que, si l'on prend une série de trois bouilleurs fonctionnant entre deux températures extrêmes t et t''' et si l'on abandonne à elle-même dans des conditions fixes de circulation et d'arrivée de vapeur d'un bouilleur à l'autre, il s'établit un régime déterminé ayant pour effet de vaporiser l'eau de mer, dans le bouilleur n° 2, qui n'est pas indépendant des conditions en question.

En combinant entre elles les équations (14), on a les suivantes :

$$(15) \quad \frac{Q_1 S_1}{Q_2 S_2} \frac{t - t'}{t' - t''} = \frac{606,5 - (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0}{606,5 + 0,305t' - \theta'}$$

$$(16) \quad \frac{Q_2 S_2}{Q_3 S_3} \frac{t' - t''}{t'' - t'''} = \frac{606,5 - (0,305 + \varepsilon)t'' - (1 + \varepsilon)t_0}{606,5 + 0,305t'' - \theta''}$$

$$(17) \quad W' = \frac{Q_1 S_1 (t - t')}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0}$$

$$(18) \quad W'' = \frac{Q_2 S_2 (t' - t'')}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t'' - (1 + \varepsilon)t_0}$$

$$(19) \quad W''' = \frac{Q_3 S_3 (t'' - t''')}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t''' - (1 + \varepsilon)t_0}$$

$$(20) \quad \left\{ \begin{aligned} \frac{W'''}{W} &= \frac{606,5 + 0,305t - \theta}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0} \\ &+ \frac{606,5 + 0,305t' - \theta'}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t'' - (1 + \varepsilon)t_0} \\ &+ \frac{606,5 + 0,305t'' - \theta''}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t''' - (1 + \varepsilon)t_0} \end{aligned} \right.$$

ou encore, d'après ce que l'on a vu dans la relation (1),

$$(20 \text{ bis}) \quad \frac{W'''}{W} = \rho_1 \rho_2 \rho_3.$$

Les six relations (15), (16), (17), (18), (19) et (20) donnent la solution du problème, en tant que détermination du rendement d'ensemble

$$(21) \quad \frac{D}{W} = \frac{W' + W'' + W'''}{W} = \rho_1 + \rho_1 \rho_2 + \rho_1 \rho_2 \rho_3$$

et de la production d'eau douce par heure

$$D = W' + W'' + W'''.$$

Expressions simples de t' et de t'' pour la pratique. — Mais il faut, pour cela, évaluer t' et t'' par les équations (15) et (16).

Il faut remarquer qu'on est conduit *a priori* à prendre des bouilleurs identiques en tant que surface de chauffe et proportions diverses, car, aux diffé-

rences près qui résultent des variations du coefficient ρ avec les températures, le jeu des échanges de calories doit être *a priori* sensiblement le même pour les différents bouilleurs accouplés en série, et il en est à peu près de même pour les productions individuelles. Un autre avantage, procuré par cette identité de bouilleurs, est l'uniformité des organes et, par suite, des rechanges.

En général, donc, on doit poser

$$\frac{S_1}{S_2} = 1, \quad \frac{S_2}{S_3} = 1.$$

Quant à Q_1 , Q_2 et Q_3 , leurs valeurs sont différentes comme celles de ρ_1 , ρ_2 et ρ_3 , du fait de la différence existant entre les températures de fonctionnement. On pourrait en tenir compte, en admettant *a priori* une certaine valeur moyenne, telle que 0,90 pour chacun des rapports $\frac{Q_2}{Q_1}$ et $\frac{Q_3}{Q_2}$. Mais cela n'est pas utile pour un calcul de prévision, parce que, même affecté de ce coefficient, le deuxième membre de chacune des relations (15) et (16) varie entre les limites proportionnellement restreintes et sans influence sensible sur le résultat pratique.

En fin de compte, t' et t'' sont à déterminer par les relations ci-après :

$$(15 \text{ bis}) \quad \frac{t - t'}{t' - t''} = \frac{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t' - (1 + \varepsilon)t_0}{606,5 + 0,305 t' - \theta'}$$

$$(16 \text{ bis}) \quad \frac{t' - t''}{t'' - t'''} = \frac{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t'' - (1 + \varepsilon)t_0}{606,5 + 0,305 t'' - \theta''}$$

On voit que les seconds membres sont des valeurs de l'expression

$$\frac{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t - (1 + \varepsilon)t_0}{606,5 + 0,305 t - \theta}.$$

Nous indiquons une série de ces valeurs, pour les valeurs successives de t comprises entre 180° et 110°, en supposant successivement $t_0 = 15^\circ$ et $\theta = 0,90t$ ou $\theta = 0,80t$ d'une part et, de l'autre, $t_0 = 60^\circ$, $\theta = 0,90t$ ou $\theta = 0,80t$.

Les résultats sont inscrits dans le Tableau de la page 44.

Remarque au sujet de t' et de t'' . — Avant d'indiquer ce Tableau, une remarque est nécessaire.

Dans toutes les relations précédentes, nous avons admis que la vapeur produite dans le vase V' à la température t' pénètre dans la chambre de chauffe V'' à la même température et que, également, la vapeur engendrée en V'' à la température t'' arrive à la même température t'' dans l'enceinte V''' .

En réalité, il existe une certaine chute de pression et, par conséquent, de température entre les capacités V' et V'' d'une part, et V'' et V''' , de l'autre. Rien n'est plus facile que d'en tenir compte dans des calculs effectués avec des résultats d'expériences dans lesquelles les diverses températures ont été

relevées avec soin. Si, par exemple, on appelle respectivement t'_1 et t''_1 les températures dans les chambres V' et V'' , on écrira l'équation (20) sous la forme suivante

$$\frac{W''}{W} = \frac{606,5 + 0,305 t - \theta}{606,5 + (0,305 + \varepsilon) t' - (1 + \varepsilon) t_0} + \frac{606,5 + 0,305 t'_1 - \theta'}{606,5 + (0,305 + \varepsilon) t'' - (1 + \varepsilon) t_0} + \frac{606,5 + 0,305 t''_1 - \theta''}{606,5 + (0,305 + \varepsilon) t''' - (1 + \varepsilon) t_0}.$$

Cette équation elle-même peut être écrite de manière à s'adapter mieux encore aux données d'une expérience, en mettant en évidence l'écart de température entre la chaudière et la chambre V , d'une part, et entre la chambre V' et l'enclente de condensation finale, de l'autre. Avec la même notation que précédemment, on aura

$$\frac{W''}{W} = \frac{606,5 + 0,305 t_1 - \theta}{606,5 + (0,305 + \varepsilon) t' - (1 + \varepsilon) t_0} + \frac{606,5 + 0,305 t'_1 - \theta'}{606,5 + (0,305 + \varepsilon) t'' - (1 + \varepsilon) t_0} + \frac{606,5 + 0,305 t''_1 - \theta''}{606,5 + (0,305 + \varepsilon) t''' - (1 + \varepsilon) t_0}.$$

Pour un calcul de prévision, on pourrait poser

$$t_1 = \alpha t, \quad t'_1 = \beta t', \quad t''_1 = \gamma t'', \quad t'''_1 = (1 + \delta) t''',$$

avec, en général, $\alpha = \beta = \delta = 0,03$ à $0,05$. Les raisonnements et l'agencement des calculs se feraient alors comme précédemment. Mais c'est sans intérêt sensible pour les conséquences.

Il suffit de se rappeler que les chutes de température en question existent et d'en tenir compte, comme nous le faisons plus loin, pour le choix des chiffres pratiques de dépense en combustible et de rendement.

Température t .	Valeur de $\frac{606,5 + (0,305 + 0,35) t - (1 + \varepsilon) t_0}{606,5 + 0,305 t - \theta}$			
	pour $t_0 = 15^\circ$		pour $t_0 = 60^\circ$	
	$\theta = 0,90 t.$	$\theta = 0,80 t.$	$\theta = 0,90 t.$	$\theta = 0,80 t.$
180	1,410	1,361	1,328	1,282
175	1,395	1,348	1,314	1,270
170	1,380	1,335	1,300	1,257
165	1,365	1,322	1,286	1,245
160	1,351	1,310	1,272	1,233
155	1,337	1,299	1,258	1,221
150	1,323	1,286	1,245	1,209
145	1,307	1,272	1,229	1,196
140	1,295	1,262	1,218	1,186
135	1,282	1,250	1,205	1,195
130	1,268	1,238	1,192	1,163
125	1,255	1,224	1,179	1,152
120	1,242	1,215	1,166	1,141
115	1,229	1,203	1,154	1,130
110	1,216	1,192	1,141	1,119

On voit que, dans chacun des deux groupes, les écarts sont relativement peu importants entre les chiffres d'une même ligne.

La considération des valeurs habituelles de t' et t'' et des valeurs correspondantes, d'après le Tableau ci-dessus, du deuxième membre dans les relations (15) et (16) conduit à poser

$$(17) \quad \begin{cases} t' = t - 0,40(t - t'''), \\ t'' = t - 0,73(t - t'''). \end{cases}$$

comme expressions moyennes pratiques de t' et de t'' en fonction de t et de t''' . Ces expressions font connaître t' et t'' à 1° ou 2° près environ, ce qui est suffisant pour une prévision de résultats.

Dans le cas d'un bouilleur à double effet, on aurait, t et t'' comme données et t' comme inconnue. On pourrait adopter

$$t' = t - 0,55(t - t'').$$

2. — Répartition de la production totale entre les trois bouilleurs.

Si l'on se reporte aux équations (17), on voit que les intervalles de températures, pour le fonctionnement des trois bouilleurs, sont respectivement

$$\begin{aligned} t - t' &= 0,40(t - t'''), \\ t' - t'' &= 0,33(t - t'''), \\ t'' - t''' &= 0,27(t - t'''). \end{aligned}$$

Ils sont entre eux comme les nombres

$$40, \quad 33, \quad 27,$$

ou encore comme

$$1000, \quad 825 \quad \text{et} \quad 675.$$

Si dans les relations (17), (18) et (19) les coefficients de $(t - t')$, $(t' - t'')$ et $(t'' - t''')$ étaient sensiblement constants, les chiffres ci-dessus (1000, 825 et 675) représenteraient les productions relatives à chacun des bouilleurs. En fait, avec les valeurs moyennes habituelles de t , t' , t'' et t''' , l'expression

$$\frac{1}{606,5 + (0,305 + \varepsilon)t - (1 + \varepsilon)t_0}$$

prend pour les bouilleurs 1, 2 et 3 des valeurs qui sont, en moyenne, entre elles comme les nombres

$$1000, \quad 1015 \quad \text{et} \quad 1050.$$

En combinant les deux séries de chiffres, on trouve que, les coefficients d'activité Q_1 , Q_2 , Q_3 étant supposés les mêmes, les productions individuelles moyennes des trois bouilleurs seraient respectivement représentées par

$$1000, \quad 837 \quad \text{et} \quad 720.$$

Enfin, en admettant pour Q_1 une réduction de 10 pour 100 par rapport à Q_1 et pour Q_2 une réduction de 5 pour 100 par rapport à Q_2 , la réduction étant dans ce dernier cas plus faible parce que l'écart des températures est moindre, on est amené à regarder les productions individuelles comme étant entre elles, en moyenne, ainsi que les nombres

$$1000, \quad 750, \quad 620$$

en chiffres ronds. On peut dire encore que, rapportées à la production de l'ensemble, les productions individuelles en sont sensiblement

Les $\frac{40}{100}$ pour le bouilleur n° 1,

Les $\frac{32}{100}$ » n° 2,

Les $\frac{28}{100}$ » n° 3.

Ce ne sont là évidemment que des indications approchées, mais qui se trouvent assez exactement confirmées dans la pratique, à 2 ou 3 unités près sur le chiffre de pourcentage.

Par exemple, pour un bouilleur à triple effet de 60000^{lit} de débit par vingt-quatre heures, on aurait 24000^{lit} produits par le bouilleur n° 1, 19200^{lit} par le bouilleur n° 2 et 16800^{lit} par le bouilleur n° 3. On trouve des chiffres assez voisins des précédents dans quelques essais de bouilleurs Mouraille.

Nous citerons également un bouilleur à triple effet Oriolle qui a, pour une production totale de 735^{lit} par heure, vaporisé au bouilleur n° 3 dans le même temps 222^{lit}, soit une proportion égale à $\frac{220}{7,35}$ ou à 0,30. Le même bouilleur a, dans une autre expérience, donné 222^{lit} pour une production totale de 702^{lit}, ce qui équivaut à la proportion 0,31.

Formule simplifiée du débit d'un bouilleur à effet multiple. — D'après l'expression ci-après du débit total D

$$D = \frac{Q_1 S_1 (t - t')}{606,5 + (0,305 + \varepsilon) t' - (1 + \varepsilon) t_0} + \frac{Q_2 S_2 (t' - t'')}{606,5 + (0,305 + \varepsilon) t'' - (1 + \varepsilon) t_0} + \frac{Q_3 S_3 (t'' - t''')}{606,5 + (0,305 + \varepsilon) t''' - (1 + \varepsilon) t_0},$$

on voit que, les trois surfaces S_1 , S_2 et S_3 étant égales, si l'on adopte une valeur moyenne commune aux trois bouilleurs à simple effet pour l'expression

$$\frac{QS(t - t')}{606,5 + (0,305 + \varepsilon) t' - (1 + \varepsilon) t_0}$$

correspondant à chacun d'eux et si on la désigne par A, on peut écrire

$$(18) \quad D = AS(t - t'') - m(t - t').$$

C'est une relation analogue aux relations (10 bis) et (10 ter) données pour un bouilleur à simple effet.

Dans les Catalogues, on indique D , S et m . On peut donc, comme pour les bouilleurs à simple effet, apprécier la valeur moyenne de Q , admise par le constructeur, à l'aide de la relation (11)

$$Q = \frac{m 676}{S 24} = 28 \frac{m}{S},$$

déjà établie.

Valeurs de Q pour quelques types. — Voici des exemples relatifs au Catalogue de la maison Mourraile.

Les bouilleurs à triple effet livrés par ce constructeur sont caractérisés par les lettres TT. Il y en a de trois puissances. Ils sont tous du système tubulaire à tube central.

Désignation du bouilleur à triple effet.	Surface individuelle de chacun des trois bouilleurs.	Valeur		Débit normal par vingt-quatre heures.
		de m .	de Q .	
TTA	21 ^{m²}	750	1000	60000 ^{lit}
TTB	14	500	1000	40000
TTC	7	250	1000	20000

Les valeurs de Q sont très légèrement supérieures à celles des bouilleurs similaires TA, TB, TC à simple effet.

Le bouilleur à triple effet déjà cité de M. Oriolle comporte trois bouilleurs identiques, de 10^{m²},64 de surface de chauffe chacun et dans le système tubulaire, c'est-à-dire avec faisceau de tubes verticaux, à l'intérieur desquels circule la vapeur de chauffe. Cet appareil à triple effet, fonctionnant entre les températures $t = 173^\circ$ et $t'' = 105^\circ$, a produit 702^{lit} d'eau douce par heure. L'eau d'alimentation étant à la température de 52° , le nombre de calories moyen nécessaire pour vaporiser 1^{kg} d'eau de mer se trouvait ainsi égal à 640. On a dès lors

$$Q = \frac{640,702}{10,64,68} = \frac{449,280}{723,22} = 620.$$

Le coefficient d'activité a donc été faible dans ce bouilleur.

Un appareil à triple effet du même constructeur, ayant par bouilleur une surface de chauffe de 41^{m²}, a fourni, dans des conditions de température et d'alimentation sensiblement analogues ($t'' = 111^\circ$ au lieu de 105°), une production de 2700^{lit} par heure. La valeur correspondante de Q est

$$Q = \frac{640,2700}{41,62} = 680.$$

Cette valeur de Q est encore faible.

Il est, d'ailleurs, à remarquer que, pour le bouilleur TTA de puissance

normale égale à 60000^{lit} par vingt-quatre heures, comme le précédent, M. Mourraille a adopté une surface de chauffe à peu près moitié moindre que celle choisie par M. Oriolle.

Dans les bouilleurs de ce dernier constructeur, la surface de chauffe efficace est, pour les raisons déjà plusieurs fois données, certainement notablement inférieure à la surface véritable. Les tubes sont trop nombreux et trop rapprochés pour pouvoir être complètement atteints par la vapeur de chauffe.

On voit ainsi que le calcul de Q sert à mettre en relief les défauts des appareils distillatoires.

Dans le cas actuel, il montre qu'on doit souhaiter que les bouilleurs des appareils distillatoires à effet multiple soient établis dans le système à serpents et, plus généralement, dans le système avec circulation de vapeur de chauffe intérieure aux tubes.

3. — Coefficient de rendement de l'appareil à effet multiple.

En considérant les températures usuelles t et t'' comprises entre 180° et 105° et les températures t' et t'' correspondantes, on trouve que les coefficients de rendement ρ_1 , ρ_2 et ρ_3 se maintiennent dans de certaines limites qui sont, à deux ou trois unités près dans le pourcentage, celles indiquées ci-après. Nous avons considéré les deux cas principaux de $t_0 = 15^\circ$ et $t_0 = 60^\circ$, qui sont ceux que l'on rencontre habituellement.

Valeur moyenne du coefficient de rendement.	Alimentation faite à	
	$t = 15^\circ$.	$t_0 = 60^\circ$.
Bouilleur n° 1.....	$\rho_1 = 0,760$	0,820
Bouilleur n° 2.....	$\rho_2 = 0,800$	0,850
Bouilleur n° 3.....	$\rho_3 = 0,820$	0,890

Il est à noter qu'au fonctionnement normal tous les bouilleurs à triple effet ont un réchauffeur d'alimentation pour les motifs développés à l'occasion de la température θ et de la question de réchauffage de l'eau d'alimentation. En général donc, ce sont les chiffres de la deuxième colonne dont il y a lieu de se servir.

Quoi qu'il en soit, la relation (21) donne

$$\begin{aligned} \frac{D}{W} &= 0,760 + 0,760 \cdot 0,800 + 0,760 \cdot 0,800 \cdot 0,820 \\ &= 0,760 + 0,608 + 0,498, \end{aligned}$$

on, en nombres ronds,

$$\frac{D}{W} = 0,760 + 0,610 + 0,500 = 1,870$$

pour $t_0 = 15^\circ$.

On a de même

$$\begin{aligned}\frac{D}{W} &= 0,820 + 0,820 \cdot 0,850 + 0,820 \cdot 0,850 \cdot 0,890 \\ &= 0,820 + 0,697 + 0,606,\end{aligned}$$

ou, en chiffres ronds,

$$\frac{D}{W} = 0,820 + 0,700 + 0,610 = 2,130$$

pour $t_0 = 60^\circ$.

Cela signifie que 1^{kg} de vapeur venu de la chaudière, à la température t , vaporise 1^{kg},870 d'eau de mer, prise à 15°, ou 2^{kg},130, si l'eau de mer est prise à 60°.

*Comparaison du rendement des bouilleurs à simple, à double
et à triple effet.*

Avec un bouilleur à double effet, on aurait

$$\frac{D}{W} = 0,780 + 0,780 \cdot 0,820 = 0,780 + 0,640 = 1,420$$

pour $t_0 = 15^\circ$, et

$$\frac{D}{W} = 0,840 + 0,840 \cdot 0,870 = 0,840 \cdot 0,730 = 1,570$$

pour $t_0 = 60^\circ$.

Enfin, pour un bouilleur à simple effet, on a en moyenne

$$\frac{D}{W} = 0,800$$

pour $t_0 = 15^\circ$, et

$$\frac{D}{W} = 0,850$$

pour $t_0 = 60^\circ$.

D'après cela, on peut former le Tableau comparatif suivant, qui fait connaître, dans chacun des trois cas considérés, le nombre moyen de litres d'eau douce que peut produire, par vaporisation d'eau de mer, 1^{kg} de vapeur pris à la chaudière aux températures usuelles.

Système du bouilleur.	Nombre de litres d'eau douce que peut produire 1 ^{kg} de vapeur pris à la chaudière.	
	Température t_0 de l'eau d'alimentation.	
	$t_0 = 15^\circ$.	$t_0 = 60^\circ$.
A simple effet.....	kg 0,800	kg 0,850
A double effet.....	1,420	1,570
A triple effet.....	1,870	2,130

Dépense en combustible.

La dépense en combustible s'estime de la manière suivante, dans le cas d'un appareil à triple effet, par exemple.

On remarquera que, grâce aux dispositions prises pour le réchauffage, toute l'eau de chauffe des bouilleurs peut être considérée comme faisant retour à la chaudière, à une température moyenne de 50°; le déchet de température, sur le trajet des réchauffeurs à la chaudière, résulte des déperditions.

Il suit de là que, pour 1^{kg} de vapeur envoyé au bouilleur, on prélève

$$606,5 + 0,305 t$$

calories dans la chaudière et qu'on lui restitue

$$\begin{array}{lll} 1.50 = 50 \text{ calories, par l'eau de chauffe du bouilleur n}^\circ 1, & & \\ 0,760.50 = 38 & \text{»} & \text{n}^\circ 2, \\ 0,610.50 = 30,5 & \text{»} & \text{n}^\circ 3, \end{array}$$

si l'alimentation est faite à 15°. On admet ici que l'eau distillée au bouilleur n° 3 cède sa chaleur en pure perte à un réfrigérant. S'il n'en était pas ainsi, si cette eau distillée allait à un condenseur, d'où elle serait retour à la chaudière, on aurait à ajouter au chiffre des calories restituées

$$0,500.50 = 25^{\text{Cal}} \text{ provenant de l'eau distillée au bouilleur n}^\circ 3.$$

Plaçons-nous dans cette hypothèse, qui correspond au cas plus particulièrement intéressant de la réparation des pertes d'eau des chaudières. Nous voyons alors que la restitution des calories correspond à

$$50 + 38 + 30,5 + 25 = 143^{\text{Cal}},5,$$

ou à 143^{Cal} en nombre rond, quand $t_0 = 15^\circ$.

Dans le même ordre d'idées, pour $t_0 = 60^\circ$, on restitue :

$$\begin{array}{lll} 1.50 = 50 \text{ calories, par l'eau de chauffe du bouilleur n}^\circ 1, & & \\ 0,820.50 = 41 & \text{»} & \text{n}^\circ 2, \\ 0,700.50 = 35 & \text{»} & \text{n}^\circ 3, \\ 0,610.50 = 30,5 & \text{»} & \text{par l'eau distillée du bouilleur n}^\circ 3, \end{array}$$

soit, en chiffres ronds, 156^{Cal}.

La dépense totale de calories, par kilogramme de vapeur envoyé de la chaudière au bouilleur, est donc

$$606,5 + 0,305 t - 143,5 = 463 + 0,305 t,$$

quand

$$t_0 = 15^\circ,$$

et

$$606,5 + 0,305 t - 156,5 = 450 + 0,305 t,$$

lorsque

$$t_0 = 60^\circ.$$

Le nombre des calories utilisées dans la chaudière étant, en moyenne pratique, de 5250 par kilogramme de charbon brûlé, on voit que la dépense en combustible par kilogramme d'eau douce produite est de

$$\frac{463 + 0,305 t}{1,870.5250} = 0,047 + 0,000031 t,$$

pour $t_0 = 15^\circ$ et

$$\frac{450 + 0,305 t}{2,130.5250} = 0,040 + 0,000027 t,$$

pour $t_0 = 60^\circ$.

On peut dire encore qu'avec un bouilleur à triple effet, la production d'une tonne d'eau douce exige

$$(19) \quad \begin{cases} 47^{\text{kg}} + 0^{\text{kg}},031 t \text{ de combustible pour } t_0 = 15^\circ. \\ 40^{\text{kg}} + 0^{\text{kg}},027 t \text{ de combustible pour } t_0 = 60^\circ. \end{cases}$$

Si l'on suppose t successivement égal à 180° , 170° , 160° et 150° , les deux formules précédentes donnent les résultats suivants :

Température à la chaudière.	Combustible pour produire 1 tonne d'eau douce.	
	Quand $t_0 = 15^\circ$.	Quand $t_0 = 60^\circ$.
180°	$52,58^{\text{kg}}$	$44,86^{\text{kg}}$
170°	$52,27$	$44,59$
160°	$51,96$	$44,32$
150°	$51,65$	$44,05$

On ne commet pas d'erreur sensible en adoptant comme valeurs moyennes des dépenses en combustible, les moyennes des chiffres ci-dessus, soit

$$(20) \quad \begin{cases} 52^{\text{kg}} & \text{pour } t_0 = 15^\circ, \\ 44^{\text{kg}},5 & \text{pour } t_0 = 60^\circ. \end{cases}$$

En réalité, il convient de tenir compte de ce que la vapeur prise à la chaudière contient 10 pour 100 environ d'eau entraînée.

Il y a lieu d'adopter alors

$$(21) \quad \begin{cases} 57^{\text{kg}} & \text{pour } t_0 = 15^\circ, \\ 45^{\text{kg}} & \text{pour } t_0 = 60^\circ. \end{cases}$$

Dans le cas d'un bouilleur à double effet, on arrive, par des considérations analogues, aux résultats ci-après.

On trouve, comme chiffres moyens théoriques concernant la dépense minimum en combustible pour produire une tonne d'eau douce :

$$(22) \quad \begin{cases} 71^{\text{kg}} & \text{pour } t_0 = 15^\circ, \\ 64^{\text{kg}} & \text{pour } t_0 = 60^\circ. \end{cases}$$

Les chiffres théoriques probables, visant l'état probable de la vapeur entraînant 10 pour 100 de son poids d'eau de la chaudière, sont

$$(23) \quad \begin{cases} 77^{kg} & \text{pour } t_0 = 15^\circ, \\ 70^{kg} & \text{pour } t_0 = 60^\circ. \end{cases}$$

Pour un bouilleur à simple effet, ayant un rendement de 0,800 avec $t_0 = 15^\circ$ et de 0,870 avec $t_0 = 60^\circ$, on trouverait, de même, les chiffres théoriques minima :

$$(24) \quad \begin{cases} 146^{kg} & \text{pour } t_0 = 15^\circ, \\ 131^{kg} & \text{pour } t_0 = 60^\circ, \end{cases}$$

et les chiffres théoriques probables :

$$(25) \quad \begin{cases} 157^{kg} & \text{pour } t_0 = 15^\circ, \\ 142^{kg} & \text{pour } t_0 = 60^\circ. \end{cases}$$

Le Tableau comparatif suivant résume les prix de revient théoriques en combustible dans les trois cas usuels qui ont été considérés.

Nature de la distillation.	Dépense en combustible pour produire une tonne d'eau douce, l'eau retournant à la chaudière à 50°, avec des appareils pratiquement parfaits.			
	Chiffres théoriques minima.		Chiffres théoriques probables.	
	$t_0 = 15^\circ.$	$t_0 = 60^\circ.$	$t_0 = 15^\circ.$	$t_0 = 60^\circ.$
	kg	kg	kg	kg
A simple effet	146	131	159	142
A double effet	71	64	77	70
A triple effet	52	44	57	48

Les chiffres ci-dessus, désignés sous la rubrique de *chiffres théoriques probables*, doivent s'entendre des dépenses relatives à des appareils pratiquement parfaits. En réalité, les bouilleurs ne fonctionnent pas toujours dans les conditions du meilleur rendement. Il y a des déperditions de chaleur, des chutes de températures d'un bouilleur à l'autre et des causes d'irrégularité dans la marche, surtout pour les bouilleurs à multiple effet. Les dépenses pratiques ci-dessus ne correspondent donc que rarement aux dépenses réelles moyennes qui se rapprochent des chiffres suivants :

$$(26) \quad \begin{cases} \text{A simple effet} & \dots\dots\dots 162^{kg} & t_0 = 15^\circ. \\ \text{A double effet} & \dots\dots\dots 82 & \\ \text{A triple effet} & \dots\dots\dots 65 & t_0 = 60^\circ. \end{cases} \quad \begin{cases} 150^{kg} \\ 95 \\ 55 \end{cases}$$

4. — Avantages et inconvénients des bouilleurs à effet multiple.

Les résultats auxquels nous venons d'arriver montrent que l'économie croît à mesure que les cascades de la distillation sont plus nombreuses. Ils montrent également que, avec les valeurs habituelles de la température initiale t , le bénéfice de la multiplication des cascades, au point de vue de la réduction de la dépense de combustible, cesse d'augmenter rapidement à partir du double effet. Il en est des bouilleurs à distillations successives comme des machines à expansion multiple. Il y a une température de vapeur aux chaudières qui ne procure pas une économie de combustible en rapport avec les charges inhérentes à l'emploi d'un trop grand nombre de bouilleurs installés en série.

On ne doit pas perdre de vue, effectivement, qu'un bouilleur unique fonctionnant à simple effet entre les températures limites t et t'' donnerait théoriquement la même production qu'un bouilleur à multiple effet; que ce bouilleur à simple effet, équivalent comme production, aurait exactement même poids et même encombrement qu'un quelconque des bouilleurs de la série. Or, si l'économie est sensiblement réduite de moitié par l'emploi d'un bouilleur à double effet, elle n'est pas diminuée d'un tiers par la distillation à triple effet. Par contre, dans le premier cas, on a double encombrement, double poids et double dépense d'achat ainsi que d'entretien; ces éléments sont triples dans la deuxième. On conçoit donc qu'on se limite pratiquement dans le nombre des bouilleurs accouplés en cascades.

Mais l'emploi de bouilleurs fonctionnant ainsi s'impose lorsque l'écart ($t - t''$) atteint une certaine valeur, et le nombre des étapes à adopter pour la distillation dépend également de cet écart.

Cela tient à ce que, comme nous en avons fait la remarque, la différence entre la température de la vapeur chauffante et la température de vaporisation de l'eau de mer ne peut, pour une bonne production d'eau douce, excéder une certaine limite, à partir de laquelle l'ébullition dans la chambre de vaporisation deviendrait tumultueuse et inacceptable. Cette limite paraît être 40° environ. Il semblerait préférable de ne pas dépasser 35°. Il convient, d'autre part, que cette différence ne descende pas trop bas, pour que la production ne soit pas trop réduite, ce qui serait un inconvénient au point de vue des dépôts de sel et une mauvaise utilisation du poids et des prix de l'installation de l'appareil. Une différence de 10° paraît être un minimum extrême à cet égard.

Pour ces raisons, l'usage est de s'en tenir au simple effet tant que (t) n'atteint pas 140°, au double effet jusqu'à $t = 160°$ environ, au triple effet vers $t = 170°$.

Voici, à titre d'exemple, l'encombrement, le poids et le prix d'un bouil-

leur TTA (à triple effet), de 60000^{lit} de production d'eau douce par vingt-quatre heures, de la maison Mourraille :

Encombrement des 3 bouilleurs accouplés	hauteur.....	2 ^m , 10
	largeur.....	2 ^m , 80
	longueur.....	3 ^m , 95
Poids total sans eau.....		5500 ^{kg} environ
Prix total.....		14350 ^{fr}

Avec un bouilleur à simple effet, le poids et le prix seraient sensiblement trois fois moindres, la longueur d'encombrement serait également réduite d'un tiers environ.

Convenance de faire circuler l'eau de chauffe en dehors des bouilleurs. — On peut, pour refroidir l'eau de chauffe de divers bouilleurs, soit l'envoyer directement à un réchauffeur d'eau d'alimentation où elle se refroidit en même temps qu'elle chauffe l'eau de mer destinée aux bouilleurs, soit faire circuler l'eau de chauffe du bouilleur n° 1 dans la chambre de chauffe du bouilleur n° 2, celle du bouilleur n° 2 dans la chambre du bouilleur n° 3. Le premier mode de circulation a l'avantage de ne jamais introduire de graisse dans les bouilleurs n° 2 et 3, de telle sorte que l'eau de chauffe condensée dans ces bouilleurs est exempte, en toutes circonstances, de matières grasses et peut servir à donner de l'eau potable. Dans le deuxième système de refroidissement de l'eau de chauffe, les chambres de chauffe n° 2 et n° 3 se chargent de dépôts graisseux qui rendent l'eau condensée dans ces chambres impropre à faire de l'eau potable, ce qui est un inconvénient dans certaines circonstances. Il est préférable, d'ailleurs, d'avoir à nettoyer un seul bouilleur que trois.

TITRE III.

BOUILLEUR DE RÉPARATION, EN DÉRIVATION SUR LE CIRCUIT DE VAPEUR D'UNE MACHINE.

1. — Principe du bouilleur en dérivation.

L'emploi de la distillation à effet multiple a pour but de rendre plus économique la production de l'eau douce nécessaire aux besoins du bord en faisant concourir à cette production, autant de fois que le comporte une installation pratique, la chaleur que, sans cela, abandonnerait à peu près en pure perte l'eau vaporisée, en se condensant à la sortie du bouilleur à simple effet.

Mais la chaleur de la vapeur peut être mise à profit autrement. Au lieu de la faire servir simplement à engendrer de la vapeur en cédant à l'eau la

somme de travail moléculaire correspondante, on peut lui faire produire du travail extérieur, après comme avant son passage dans le bouilleur, en l'introduisant dans le circuit utile d'une machine motrice quelconque. Dans un cas comme dans l'autre, la chaleur disparaît, mais avec rendement.

Dans le dernier ordre d'idées considéré, on prend un bouilleur quelconque, à simple effet en général, et on le fait fonctionner dans le circuit de vapeur qui va de la chaudière au condenseur en traversant les 2, 3 ou 4 cylindres de l'appareil de propulsion, suivant que celui-ci est à double, triple ou quadruple expansion.

Le bouilleur en question est établi sur une dérivation qui part d'un point déterminé du circuit de vapeur et débouche en un autre point ayant, par rapport au premier, un écart de température déterminé.

L'appareil distillatoire en dérivation, tel que nous l'entendons, prélève donc sa vapeur de chauffe sur le circuit de vapeur qui dessert la machine, par rapport à laquelle il est dit en dérivation, et renvoie dans ce circuit soit seulement la vapeur qu'il a produite, soit à la fois cette vapeur et une proportion convenable de la vapeur de chauffe non refroidie, dans ce cas, jusqu'à condensation. De là deux dispositions générales de principe.

Dans la disposition ordinaire, au contraire, le bouilleur a une prise de vapeur distincte et fonctionne indépendamment de toute machine.

Combinaisons diverses pour le fonctionnement d'un bouilleur en dérivation. — C'est M. Weir, constructeur anglais, qui a fait usage, pour la première fois, d'une manière partielle d'ailleurs, du principe énoncé ci-dessus sous sa forme générale. Il s'est contenté d'établir un bouilleur à simple effet sur une machine à triple expansion, entre la boîte à tiroir du moyen cylindre et la boîte à tiroir du cylindre à basse pression. Une partie de la vapeur évacuée par le cylindre à haute pression est dérivée dans un bouilleur du système Weir et y vaporise une quantité d'eau de mer; la vapeur ainsi produite est dirigée dans la boîte à tiroir du cylindre à basse pression, où elle travaille comme celle qui a traversé le cylindre à moyenne pression. L'eau de chauffe est envoyée dans une bache ou dans le condenseur. Une installation de ce genre existe sur le *Dupuy-de-Lôme*, sur le *d'Iberville*, sur le *Linois*.

Mais le principe est susceptible de l'extension indiquée plus haut. Toutes les fois, en effet, qu'entre deux relais du circuit de vapeur d'une machine existe une différence notable de température et, par suite aussi, de pression, un bouilleur en dérivation peut être établi. Par exemple, si l'on considère des chaudières à haute pression fonctionnant à une pression supérieure systématiquement à celle de la boîte à tiroir du cylindre à haute pression, de telle sorte qu'un détenteur soit nécessaire pour produire une chute appréciable et voulue de pression et de température entre la chaudière et la machine, et si, d'autre part, celle-ci est à quadruple expansion, on peut avoir les cinq combinaisons distinctes ci-après, entre les six relais principaux : chau-

dières, boîte à tiroir n° 1, boîte à tiroir n° 2, boîte à tiroir n° 3, boîte à tiroir n° 4, condenseur, comme le montre le schéma suivant :

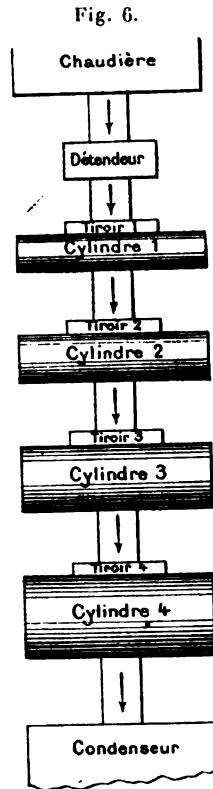


Tableau des principales combinaisons.

Position dans le circuit		
	De la prise de vapeur de chauffe du bouilleur.	De l'arrivée de la vapeur produite dans le bouilleur.
1 ^{er} Cas.	{ Sur la chaudière, ou entre la chaudière et le détendeur.	{ Sur la boîte à tiroir n° 1, ou entre celle-ci et le détendeur.
2 ^e Cas.	{ Sur la boîte à tiroir n° 1, ou entre celle-ci et le détendeur.	{ Sur la boîte à tiroir n° 2, ou entre celle-ci et le cylindre n° 2.
3 ^e Cas.	{ Sur la boîte à tiroir n° 2, ou entre celle-ci et le cylindre n° 2.	{ Sur la boîte à tiroir n° 3, ou entre celle-ci et le cylindre n° 3.
4 ^e Cas.	{ Sur la boîte à tiroir n° 3, ou entre celle-ci et le cylindre n° 3.	{ Sur la boîte à tiroir n° 4, ou entre celle-ci et le cylindre n° 4.
5 ^e Cas.	{ Sur la boîte à tiroir n° 4, ou entre celle-ci et le cylindre n° 4.	{ Sur le condenseur, ou entre celui- ci et le cylindre n° 4.

Un autre mode de dérivation peut encore se présenter.

Si la vapeur qui circule dans les enveloppes des cylindres à vapeur ne doit pas concourir au fonctionnement d'autres appareils et si sa pression est suffisamment élevée, on peut, à sa sortie de la machine, l'employer comme vapeur de chauffe du bouilleur. Suivant le régime des températures, la vapeur produite par le bouilleur peut ensuite être envoyée dans l'un ou l'autre des cylindres ou dans le condenseur. On calculerait la dépense en combustible par des raisonnements analogues à ceux qui vont être indiqués.

Il est évident que, dans le cas où la vapeur produite par le bouilleur serait évacuée directement au condenseur sans travailler dans aucun cylindre, il y aurait intérêt, si les températures le permettaient, à se servir de bouilleurs à effet multiple.

Dans le cas où la machine est à triple expansion, au lieu des cinq combinaisons du Tableau précédent, on n'en aurait plus que quatre. La cinquième disparaît. La quatrième correspond alors à une prise de vapeur de chauffe sur la boîte à tiroir n° 3, l'évacuation de la vapeur produite par le bouilleur se faisant au condenseur.

La dérivation à l'aide de la vapeur des enveloppes peut toujours avoir lieu dans les conditions énoncées plus haut.

On concevrait, au surplus, que plusieurs combinaisons pussent exister sur un même circuit de machine. On peut, par exemple, avoir un bouilleur établi dans le premier mode de dérivation, un deuxième dans le troisième, et ainsi de suite.

2. — Évaluation de la dépense en combustible pour le cas d'un bouilleur à simple effet.

Examinons maintenant à quelles dépenses de combustible pour la production d'eau douce correspond le fonctionnement des bouilleurs en dérivation à simple effet.

Le procédé de raisonnement qui va être indiqué pour cette recherche est d'une application générale pour ce système de bouilleurs, ainsi qu'on va voir.

Considérons une machine à quadruple expansion par exemple.

Données de la question. — Par hypothèse, chaque cylindre développe la même puissance. C'est ce qu'on s'efforce de réaliser toujours : avoir une égale répartition du travail, une égale utilisation de la vapeur dans chacun des cylindres. On peut dire, du reste, qu'en général ce desideratum est convenablement obtenu dans la pratique et qu'on peut considérer comme acquis pour cette étude qu'un kilogramme de vapeur, évoluant dans le circuit de machine considéré et dans les conditions thermiques de ce circuit, développe

dans chaque cylindre un nombre de chevaux égal à $\frac{F}{4}$, F étant le nombre total de chevaux qu'il développe dans l'ensemble des quatre cylindres. Ce serait $\frac{F}{3}$, si la machine était à triple expansion. Il en est ainsi tout au moins pour les conditions de marche les plus intéressantes des machines motrices.

D'autre part, il est pratiquement établi que la quantité d'eau douce à produire pour la réparation des pertes d'eau aux chaudières, avec un appareil moteur et évaporatoire donné, est sensiblement proportionnelle au poids de la vapeur sortie de la chaudière, en sorte que, si V kilogrammes de vapeur quittent la chaudière, il est nécessaire d'engendrer KV kilogrammes d'eau douce pour compenser la perte d'eau correspondante, K étant un coefficient de proportionnalité dépendant de l'état d'étanchéité des appareils et des réseaux de tuyautage.

Appelons $\rho_1, \rho_2, \rho_3, \rho_4, \rho_5$ le coefficient de rendement du bouilleur, suivant celle des combinaisons indiquées plus haut dans laquelle il fonctionne. D'après ce qui précède, pour W kilogrammes de vapeur évoluant par heure dans le circuit de la machine, il faut engendrer αW kilogrammes d'eau de réparation et, par conséquent, prélever $\frac{\alpha W}{\rho_1}, \frac{\alpha W}{\rho_2}, \dots$ de vapeur de chauffe, suivant l'installation du bouilleur. La valeur de α est évidemment déterminée par celle du coefficient K précité et par la valeur de W comparativement à celle de V .

Il est facile, d'autre part, d'évaluer le nombre de chevaux développés par heure par les W kilogrammes de vapeur qui sortent de la chaudière, selon l'installation adoptée pour le bouilleur. La connaissance de ce nombre de chevaux est indispensable pour résoudre le problème proposé.

Nombre de chevaux développés par heure dans le circuit de la machine. — Deux dispositions générales de principe se présentent, avons-nous dit. Dans l'une, on ne renvoie dans le circuit de la machine que la vapeur nouvelle engendrée par le bouilleur, la vapeur de chauffe étant utilisée uniquement pour réchauffer l'eau d'alimentation soit du bouilleur, soit des chaudières. Dans la deuxième disposition, on introduit dans le cycle, après le bouilleur, toute la vapeur nouvelle et une partie de la vapeur de chauffe.

Examinons la première disposition, pour chacun des cas de dérivation indiqués plus haut.

PREMIÈRE DISPOSITION DE PRINCIPE.

Premier cas. — Il passe dans chacun des quatre cylindres et par heure $\left(W - \frac{\alpha W}{\rho_1} + \alpha W\right)$ kilogrammes de vapeur. Le travail produit dans chacun

d'eux est $\left(W - \frac{\alpha W}{\rho_1} + \alpha W\right) \frac{F}{4}$ et pour l'ensemble :

$$T_1 = \left(W - \frac{\alpha W}{\rho_1} + \alpha W\right) F = WF \left[1 - \alpha \left(\frac{1}{\rho_1} - 1\right)\right].$$

Deuxième cas. — Le cylindre n° 1 reçoit $\left(W - \frac{\alpha W}{\rho_1}\right)$ kilogrammes de vapeur et développe

$$\left(W - \frac{\alpha W}{\rho_1}\right) \frac{F}{4} \text{ chevaux.}$$

Chacun des trois autres cylindres reçoit un nombre de kilogrammes de vapeur égal à $\left(W - \frac{\alpha W}{\rho_2} + \alpha W\right)$ et engendre $\left(W - \frac{\alpha W}{\rho_2} + \alpha W\right) \frac{F}{4}$ chevaux.

On a ainsi pour l'ensemble

$$T_2 = \left(4W - \frac{4\alpha W}{\rho_2} + 3\alpha W\right) \frac{F}{4} = WF \left[1 - \alpha \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{3}{4}\right)\right].$$

Troisième cas. — Le cylindre n° 1 reçoit W kilogrammes de vapeur et engendre $W \frac{F}{4}$ chevaux. Le cylindre n° 2 est traversé par $\left(W - \frac{\alpha W}{\rho_2}\right)$ kilogrammes de vapeur et développe $\left(W - \frac{\alpha W}{\rho_2}\right) \frac{F}{4}$ chevaux. Quant aux deux autres cylindres, ils sont traversés par $\left(W - \frac{\alpha W}{\rho_3} + \alpha W\right)$ kilogrammes de vapeur et produisent chacun $\left(W - \frac{\alpha W}{\rho_3} + \alpha W\right) \frac{F}{4}$ chevaux.

Le travail pour l'ensemble est donc

$$T_3 = \left(4W - \frac{3\alpha W}{\rho_3} + 2\alpha W\right) \frac{F}{4} = WF \left[1 - \alpha \left(\frac{3}{4} \frac{1}{\rho_3} - \frac{1}{2}\right)\right].$$

Quatrième cas. — On trouverait de même

$$T_4 = \left(4W - \frac{2\alpha W}{\rho_4} + \alpha W\right) \frac{F}{4} = WF \left[1 - \alpha \left(\frac{1}{2} \frac{1}{\rho_4} - \frac{1}{4}\right)\right].$$

Cinquième cas. — On aurait enfin de la même manière

$$T_5 = \left(4W - \frac{\alpha W}{\rho_5}\right) \frac{F}{4} = WF \left(1 - \frac{\alpha}{4\rho_5}\right).$$

Dans le cas d'une machine à triple expansion, on arriverait à des expressions analogues. On aurait :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Prise de vapeur de chauffe après la chau-} \\ \text{dière et avant le détendeur ; arrivée} \\ \text{d'eau vaporisée sur le tiroir n° 1.} \end{array} \right\} T'_1 = WF \left[1 - \alpha \left(\frac{1}{\rho'_1} - 1\right)\right].$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Prise de vapeur de chauffe sur le tiroir} \\ \text{n° 1 et arrivée de la vapeur produite} \\ \text{par le bouilleur sur le tiroir n° 2.} \end{array} \right\} T'_2 = WF \left[1 - \alpha \left(\frac{1}{\rho'_2} - \frac{2}{3}\right)\right].$$

Prise de vapeur de chauffe sur le tiroir
n° 2; arrivée de la vapeur produite
par le bouilleur sur le tiroir n° 3. $\left\{ \begin{array}{l} T_3 = WF \left[1 - \alpha \left(\frac{2}{3} \frac{1}{\rho_3} - \frac{1}{3} \right) \right] \end{array} \right.$

Prise de vapeur de chauffe sur le tiroir
n° 3; envoi de la vapeur produite par
le bouilleur dans le condenseur. $\left\{ \begin{array}{l} T_4 = WF \left(1 - \frac{\alpha}{3\rho_4} \right) \end{array} \right.$

La manière dont se fait le calcul de (T) dans chaque cas est ainsi bien mise en évidence.

Le Tableau suivant montre, d'ailleurs, que chaque fois on engendre une quantité d'eau douce égale à αW .

Expansion de la machine.		Quantité d'eau arrivée au condenseur par la machine. (Évacuation du dernier cylindre.) (A).	Eau venue au condenseur par la bache ou directement sous forme d'eau de chauffe. (B).		directement sous forme d'eau vaporisée. (C).	Eau douce engendrée et disponible pour la réparation. A + B + C - W.
Quadruple.	1 ^{er} cas.....	$W - \frac{\alpha W}{\rho_1} + \alpha W$	$\frac{\alpha W}{\rho_1}$	zéro	αW .	
	2 ^e cas.....	$W - \frac{\alpha W}{\rho_2} + \alpha W$	$\frac{\alpha W}{\rho_2}$	d°	αW .	
	3 ^e cas.....	$W - \frac{\alpha W}{\rho_3} + \alpha W$	$\frac{\alpha W}{\rho_3}$	d°	αW .	
	4 ^e cas.....	$W - \frac{\alpha W}{\rho_4} + \alpha W$	$\frac{\alpha W}{\rho_4}$	d°	αW .	
	5 ^e cas.....	$W - \frac{\alpha W}{\rho_5}$	$\frac{\alpha W}{\rho_5}$	αW	αW .	
Triple.....	1 ^{er} cas.....	$W - \frac{\alpha W}{\rho_1} + \alpha W$	$\frac{\alpha W}{\rho_1}$	zéro	αW .	
	2 ^e cas.....	$W - \frac{\alpha W}{\rho_2} + \alpha W$	$\frac{\alpha W}{\rho_2}$	d°	αW .	
	3 ^e cas.....	$W - \frac{\alpha W}{\rho_3} + \alpha W$	$\frac{\alpha W}{\rho_3}$	d°	αW .	
	4 ^e cas.....	$W - \frac{\alpha W}{\rho_4}$	$\frac{\alpha W}{\rho_4}$	αW	αW .	

Le système de distillation par dérivation engendre donc bien l'eau de réparation nécessaire.

Pertes sur la puissance de la machine dues au fonctionnement du bouilleur. — Il est à remarquer que, dans chaque cas, la puissance développée serait WF , si la machine était parfaitement étanche et si une certaine quantité de vapeur et de chaleur n'était pas prélevée pour assurer la production de l'eau douce dans le bouilleur.

Il suit de là que la perte sur la puissance, qui résulte du fonctionnement de l'appareil distillatoire, est représentée par la différence entre le pro-

duit. WF et la valeur de T correspondante. La perte ainsi évaluée est, d'ailleurs, un maximum, puisque WF est la puissance maximum réalisable. On trouve pour la perte sur la puissance :

$$\begin{aligned}
 & \text{Machine à quadruple expansion.} \left\{ \begin{array}{ll} 1^{\text{er}} \text{ cas} \dots\dots\dots & WF \propto \left(\frac{1}{\rho_1} - 1 \right), \\ 2^{\text{e}} \text{ cas} \dots\dots\dots & WF \propto \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{3}{4} \right), \\ 3^{\text{e}} \text{ cas} \dots\dots\dots & WF \propto \left(\frac{3}{4} \cdot \frac{1}{\rho_3} - \frac{1}{2} \right), \\ 4^{\text{e}} \text{ cas} \dots\dots\dots & WF \propto \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\rho_4} - \frac{1}{4} \right), \\ 5^{\text{e}} \text{ cas} \dots\dots\dots & WF \propto \frac{1}{4\rho_5}. \end{array} \right. \\
 & \text{Machine à triple expansion} \dots\dots \left\{ \begin{array}{ll} 1^{\text{er}} \text{ cas} \dots\dots\dots & WF \propto \left(\frac{1}{\rho_1} - 1 \right), \\ 2^{\text{e}} \text{ cas} \dots\dots\dots & WF \propto \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{2}{3} \right), \\ 3^{\text{e}} \text{ cas} \dots\dots\dots & WF \propto \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{1}{\rho_3} - \frac{1}{3} \right), \\ 4^{\text{e}} \text{ cas} \dots\dots\dots & WF \propto \frac{1}{3\rho_4}. \end{array} \right.
 \end{aligned}$$

Dépenses en combustible. — La perte sur la puissance ci-dessus indiquée correspond évidemment à une perte proportionnelle sur le combustible.

Or F, nombre de chevaux produits par 1^{kg} de vapeur, représente $\frac{1}{8,5}$ du nombre de chevaux produits par 1^{kg} de combustible brûlé sur les grilles, en admettant que les chaudières permettent de vaporiser 8^{lit},500 d'eau par kilogramme de charbon.

Dès lors, si, dans les expressions ci-dessus des pertes sur la puissance, on remplace F par $\frac{1}{8,5}$, on a le nombre de kilogrammes de combustibles prélevés sur le fonctionnement du circuit pour la production de l'eau douce avec un distillateur à simple effet, mis en dérivation dans chacune des positions envisagées.

Il est à noter, en outre, que, le chiffre de 8^{lit},5 adopté étant un élément fourni par la pratique, si l'on remplace le coefficient ρ par les chiffres pratiques relatifs aux conditions de fonctionnement des bouilleurs, on a des résultats numériques ayant trait aux dépenses réelles.

En ce qui concerne ρ , on doit considérer que l'eau de chauffe tend à réchauffer l'eau d'alimentation du bouilleur à une température d'autant plus élevée que le bouilleur fonctionne lui-même, toutes choses égales, à des températures plus hautes, c'est-à-dire qu'il correspond à une combinaison de dérivation plus rapprochée de la chaudière sur le circuit. Dans ces conditions, alors que ρ tend, comme la remarque en a déjà été faite, à être plus faible à mesure que la température de fonctionnement s'élève, le même coefficient ρ tend à croître par suite de l'augmentation de la température de l'eau d'alimentation.

mentation. Par l'effet de ces deux actions inverses, le coefficient ρ est sensiblement constant et indépendant de la combinaison adoptée pour le bouilleur, en sorte qu'on peut sans erreur appréciable poser en moyenne

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho_5 = 0,800,$$

ce chiffre 0,800 étant la valeur moyenne du rendement d'un appareil distillatoire à simple effet.

En adoptant le chiffre précité de 8^{lit}, 500, nous supposons que l'alimentation des chaudières est effectuée à 40° environ, quelle que soit la combinaison choisie pour le fonctionnement du bouilleur.

Il n'y a pas d'autre perte de combustible appréciable. La seule qui pourrait se greffer sur la précédente est celle ayant trait au fonctionnement même du bouilleur. Or on doit remarquer que, au point de vue du circuit, le rôle du bouilleur est, en somme, de transformer $\frac{1^{kg}}{\rho}$ ou, en supposant $\rho = 0,800$, 1^{kg}, 25 de vapeur à t° (température supérieure de la dérivation) en 1^{kg} de vapeur à t'° (température inférieure de la dérivation). Les 1^{kg}, 25 de vapeur à t° et le kilogramme de vapeur engendré à t'° se retrouvent dans le condenseur à 40°.

Le nombre des calories perdues, si l'eau de chauffe n'était pas utilisée du tout, serait donc

$$0,305 (1,25 t - t'),$$

soit, pour $t = 180^\circ$ et $t' = 30^\circ$, 22^{cal}, 83 par kilogramme d'eau douce, ou 22830^{cal} par tonne, ce qui correspond à une consommation de 4^{kg} de charbon. Telle est la faible dépense supplémentaire (elle n'atteint pas une proportion de $\frac{1}{3}$ pour 100) qui pourrait se produire du fait que l'eau de chauffe parviendrait, sans emploi intermédiaire et à 40°, du bouilleur dans le condenseur.

D'après toutes ces remarques, si l'on divise le chiffre de la dépense en combustible, évaluée comme il vient d'être dit, par le nombre αW , qui représente le nombre de kilogrammes d'eau produite par le bouilleur fonctionnant en dérivation, on a le coût en combustible de la production de 1^{kg} d'eau douce, suivant le cas considéré. On peut former ainsi le Tableau suivant, qui correspond, pour toutes les raisons données plus haut, à des chiffres pratiques.

On remarquera que les chiffres ci-après des dépenses en combustible devraient être augmentés de 6 pour 100 environ, au cas où la chaudière ne vaporiserait que 8^{lit} d'eau par kilogramme de charbon. Ils devraient, au contraire, être réduits de 6 pour 100, si la production de vapeur dans la chaudière était de 9^{lit} d'eau.

Dépenses en combustible pour un bouilleur à simple effet installé en dérivation dans la première disposition de principe.

Expansion à la machine.	Combinaison adoptée pour le bouilleur.	Quantité de combustible nécessaire pour produire un volume d'eau douce, dans la première disposition de principe.	
		Expression de cette quantité.	Valeur pour 1000 ^{kg} .
Quadruple.	Première....	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{\rho} - 1 \right) 1000 \dots$	29,400
	Deuxième....	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{3}{4} \right) 1000 \dots$	58,800
	Troisième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{3}{4} \frac{1}{\rho} - \frac{1}{2} \right) 1000 \dots$	51,450
	Quatrième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{2} \frac{1}{\rho} - \frac{1}{4} \right) 1000 \dots$	44,100
	Cinquième...	$\frac{1}{8,5} \frac{1}{4\rho} 1000 \dots$	36,750
Triple.....	Première....	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{\rho} - 1 \right) 1000 \dots$	29,400
	Deuxième....	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{2}{3} \right) 1000 \dots$	68,600
	Troisième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{2}{3} \frac{1}{\rho} - \frac{1}{3} \right) 1000 \dots$	58,740
	Quatrième...	$\frac{1}{8,5} \frac{1}{3\rho} 1000 \dots$	49,000

C'est la première combinaison qui est la meilleure. La dernière vient en deuxième ligne.

Des combinaisons intermédiaires, la plus économique est celle qui fait arriver au dernier cylindre la vapeur produite par le bouilleur. C'est la quatrième, dans le cas de la quadruple expansion, et la troisième, dans le cas de l'expansion triple.

DEUXIÈME DISPOSITION DE PRINCIPE.

Dépenses en combustible pour un bouilleur à simple effet en dérivation dans la deuxième disposition. — La deuxième disposition de principe consiste, après avoir prélevé le poids $\frac{\alpha W}{\rho}$ de vapeur dans le réservoir supérieur de la dérivation, à introduire dans le réservoir inférieur (quand, bien entendu, celui-ci n'est pas le condenseur), non plus seulement le poids αW de la vapeur engendrée par le bouilleur, mais ce poids augmenté d'une fraction β du poids de la vapeur de chauffe, fraction qui est théoriquement variable

avec la combinaison adoptée pour la dérivation et qui, en pratique, dépendrait des dispositifs trouvés pour la réalisation de l'opération.

Quoi qu'il en soit, on réintègre dans le cycle de la machine

$$\text{non } \alpha W, \text{ mais } \alpha W + \beta \frac{\alpha W}{\rho}.$$

Tout se passe ainsi, au point de vue des expressions des pertes sur le travail, comme si le terme en facteur, qui est de la forme $\frac{\alpha W}{\rho}$, était remplacé par $\frac{\alpha(1-\beta)W}{\rho}$. Dès lors, pour avoir la dépense en combustible par unité de poids de l'eau engendrée, il suffit de remplacer, dans le Tableau donné plus haut, des expressions de cette dépense (en exceptant évidemment celles de ces expressions qui ont trait au cas où l'évacuation de la vapeur à la sortie du bouilleur se fait au condenseur), le nombre $\frac{1}{\rho}$ par $\frac{1-\beta}{\rho}$. C'est ainsi que l'on aurait

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{8,5} \left(\frac{1-\beta}{\rho} - 1 \right) 1000, \\ \frac{1}{8,5} \left(\frac{1-\beta}{\rho} - \frac{3}{4} \right) 1000, \end{array} \right.$$

et ainsi de suite. Cela revient encore à admettre, avec les chiffres adoptés par exemple, que $\frac{1}{\rho}$ a une valeur inférieure à $\frac{1}{0,800}$, soit à 1,25.

Pour annuler la perte sur le travail, on aurait à réaliser $\beta = 1 - \rho$, dans le premier cas ci-dessus; $\beta = 1 - \frac{3}{4}\rho$, dans la deuxième, et ainsi de suite. C'est évidemment l'hypothèse limite à considérer. Pourrait-on y arriver commodément, sans trop de complication dans les appareils? Les pertes sur le rendement final, dues aux déperditions par rayonnement, aux condensations, à l'abaissement de température de l'eau d'alimentation des bouilleurs, etc., ne compenseraient-elles pas le bénéfice signalé ci-dessus? En un mot, β varie avec ρ et ρ varierait à son tour avec la disposition, de telle sorte qu'il pourrait diminuer assez pour qu'une valeur satisfaisante de ρ ne fût pas pratiquement réalisable.

Ce qu'on peut dire, c'est que les dépenses indiquées par le Tableau, pour la première disposition de principe, sont, toutes choses égales, supérieures théoriquement, comme on devait s'y attendre, à celles relatives à la deuxième. A défaut d'expériences, nous devons nous borner à constater ce fait. C'est pourquoi, dans ce qui va suivre, nous viserons la première disposition.

3. — Conditions d'emploi du bouilleur à simple effet en dérivation.

D'après les chiffres du Tableau donné plus haut, l'économie du système est considérable. Avec un bouilleur à simple effet en dérivation, en s'en tenant à la première disposition de principe, la dépense en combustible est, pour les deux combinaisons les plus économiques, inférieure à celle d'un bouilleur à triple effet, ce qui procure un avantage au point de vue de l'économie, en général, de la simplicité toujours, et aussi de l'élasticité de production de l'appareil.

Par élasticité de production de l'appareil, il faut entendre que le système à dérivation comporte une production dont on peut faire varier la grandeur dans des limites très étendues, ainsi qu'il suit.

Considérons un bouilleur à simple effet, établi, par exemple, dans la première combinaison, c'est-à-dire ne mettant à profit que la chute de température entre les chaudières et la boîte à tiroir haute pression. Il est évident que si l'on dispose un tuyautage pouvant mettre la chambre de vaporisation du bouilleur en communication avec la boîte à tiroir à moyenne pression, par exemple, on augmentera la production dans une proportion considérable dépendant seulement des écarts de température. L'augmentation serait encore plus grande, si la communication en question se faisait avec la boîte à tiroir à basse pression, et ainsi de suite. Donc, par la simple installation de quelques tuyaux supplémentaires, on peut, le cas échéant, doubler ou tripler la production du bouilleur à simple effet, tandis que le maximum de production du bouilleur équivalent en série est limitée parce qu'elle utilise du premier coup ou à peu près cet écart maximum de température du circuit.

Dès lors, d'une part, si l'on a un appareil moteur réparti en trois machines, par exemple, il suffit, avons-nous vu, d'avoir trois bouilleurs distincts à simple effet pour réaliser une production aussi forte et plus économique qu'avec trois bouilleurs identiques accouplés chacun en série. En second lieu, on peut se passer de bouilleurs de rechange pour parer à la mise hors de service de l'un d'eux, puisqu'on a la faculté de suppléer au non-fonctionnement de l'un des trois, ou même de deux, tout en assurant une production convenable d'eau douce, par l'addition de tuyaux de communication dont il vient d'être question. Au contraire, quand on s'en tient à l'emploi d'appareils distillatoires à triple effet, on doit, rationnellement et par mesure de prudence, avoir un deuxième jeu de bouilleurs.

C'est là un avantage considérable de l'installation des bouilleurs en dérivation.

On peut, d'ailleurs, avoir un dispositif de tuyautage permettant d'accoupler en série, au monillage, par exemple, des bouilleurs à simple effet prévus pour fonctionner en dérivation.

Comparaison entre la première et la dernière combinaison au point de vue du poids et de l'encombrement. — La première combinaison, qui est la plus favorable, est-elle réalisable?

Il existe d'assez nombreux appareils de propulsion qui sont munis de chaudières multitubulaires fonctionnant avec 15^{kg} de pression aux chaudières et 12^{kg} aux machines (ceux du *Bouvines*, du *Jemmapes*, du *Jauréguiberry*, du *Charles-Martel*, etc.). Pour d'autres, on a 17^{kg} de pression aux générateurs et 12^{kg} aux machines (*Tréhouart*, *Chanzy*, *Charner*, *Brennus*, etc.).

L'écart de température entre la sortie de la chaudière et la sortie du détenteur est de 10° dans le premier cas et de 17° dans le second.

En prenant, par exemple, un bouilleur correspondant à 1500^{cal} pour valeur du coefficient d'activité Q, ce qui peut être obtenu avec un bouilleur convenablement établi, l'échange de calories par heure et par mètre carré serait de 15000^{cal} dans le premier cas. Or, pour un appareil de propulsion comme celui du *Jemmapes*, qui développe 8000 chevaux, il faut prévoir un distillateur de réparation capable de produire 12000^{lit} d'eau douce par heure. A raison de 640^{cal} par kilogramme de vapeur produite, cela fait 768000^{cal}, ce qui exige

$$\frac{768000}{15000} = 51^{\text{mq}}, 20.$$

Comme il y a deux appareils de propulsion, on serait conduit à avoir pour chacun d'eux un bouilleur à simple effet de 26^{mq}, ce qui est dans les choses usuelles. Ce bouilleur serait en dérivation entre la chaudière et la boîte à tiroir du cylindre à haute pression.

Pour un bâtiment comme le *Jauréguiberry*, dont les appareils propulseurs absorbent 13000 chevaux, un bouilleur, installé sur chaque machine dans les mêmes conditions de fonctionnement que sur le *Jemmapes*, devrait avoir évidemment

$$\frac{6500}{4000} \cdot 26 \quad \text{ou} \quad 33^{\text{mq}}, 50.$$

C'est là encore un résultat qui n'est pas incompatible avec les dispositions habituelles. Il est du reste à remarquer que la tendance est aujourd'hui d'avoir trois propulseurs, quand la propulsion exige 12000 et 13000 chevaux.

Dans ce cas, on pourrait avoir trois bouilleurs en dérivation de 22^{mq} chacun, ce qui ramène à un bouilleur analogue à celui qui conviendrait au *Jemmapes*.

Doit-on établir la dérivation dans la dernière combinaison, c'est-à-dire avoir le bouilleur fonctionnant entre la sortie de l'avant-dernier cylindre et le condenseur?

Il s'agit ici de machines à triple expansion (*Jemmapes*, *Jauréguiberry*, etc.). La chute de température relative à la dérivation du bouilleur ainsi établie est de 30° environ. Les surfaces des bouilleurs seraient, dès lors, trois fois moindres dans cette combinaison que dans la première.

Le bénéfice, relativement au poids et à l'encombrement, est donc considérable en faveur de cette dernière combinaison; il y a réduction dans le rapport de 1 à 3, à ce point de vue. Mais la dépense de combustible est notablement plus forte, surtout avec la machine à triple expansion, ainsi que le montre le Tableau donné plus haut.

Comparaison entre la première et l'avant-dernière combinaison au point de vue de l'emploi. — On n'envisage que les deux combinaisons les plus avantageuses au point de vue économique, les seules à retenir, par conséquent, pour la question de savoir si elles sont susceptibles d'être employées couramment et si l'une doit être préférée à l'autre.

A quelles objections et à quels inconvénients peut donner lieu la mise dans le service courant d'un bouilleur établi en dérivation dans les conditions précédentes?

Quelle que soit la combinaison adoptée, il convient toujours évidemment d'avoir une prise de vapeur directe à la chaudière et un tuyautage allant, soit au condenseur auxiliaire, soit au réfrigérant à eau potable, afin que le bouilleur puisse servir à faire l'eau pour réparation au mouillage ou à fabriquer l'eau potable, celle-ci devant toujours être produite indépendamment de celle nécessaire à la réparation des pertes des chaudières. Néanmoins, on conçoit que, sur certains navires, on opte pour la séparation de ces deux services. Aussi ne faisons-nous cette remarque que pour mémoire.

Une installation qui nous semble plus nécessaire est celle d'un épurateur sur la sortie de la vapeur produite par le bouilleur. Elle paraît à peu près indispensable pour régulariser la circulation de cette vapeur et pour empêcher les entraînements d'eau de mer dans le circuit des cylindres. Il pourrait peut-être aussi convenir, sur certains bâtiments, d'avoir un deuxième épurateur de vapeur en amont du bouilleur, sur l'arrivée de la vapeur de chauffe.

Ceci dit, supposons, en premier lieu, la machine à sa plus grande allure, à celle pour laquelle la surface de chauffe du bouilleur a été choisie. Il peut se produire des stoppages ou des irrégularités dans le fonctionnement de la machine.

S'il survient un stoppage, quelle que soit la combinaison, la vapeur de chauffe cesse naturellement d'arriver au bouilleur. Il n'y a aucun supplément de manœuvre à effectuer. Il convient néanmoins d'isoler le bouilleur de la machine jusqu'après la remise en marche. Mais l'instantanéité n'est pas indispensable.

S'il se produit momentanément des ralentissements ou des accélérations dans l'allure de la machine, le fonctionnement du bouilleur n'en éprouvera pas d'influence sensible, grâce aux épurateurs et aux réservoirs qui contribueront à empêcher la pression d'avoir de fortes fluctuations et de marcher trop irrégulièrement.

Avec la première combinaison, dans les variations d'allure, comme le

fonctionnement du bouilleur se produit tout entier en amont des cylindres, l'influence de ce bouilleur est sans action; on veille sur la machine sans se préoccuper de l'appareil distillatoire qui débite sa vapeur dans le circuit de la machine, comme une chaudière ordinaire.

En outre, toujours dans cette première combinaison, on peut loger le bouilleur dans les chaufferies, ce qu'il serait moins pratique de faire avec l'autre combinaison, ne serait-ce qu'en raison des dispositions qu'il faudrait donner aux tuyaux de vapeur desservant le bouilleur. Or il y a avantage à avoir celui-ci dans la chaufferie, en prévision de la nécessité de le faire fonctionner au mouillage : les chambres de machines restent alors entièrement en dehors de l'opération et peuvent se refroidir. De plus, les chauffeurs, à qui incombe aujourd'hui le service d'alimentation, ont en marche les moyens de réduire la production du bouilleur, au cas où les besoins de la réparation viennent à diminuer.

Ainsi, la première combinaison comporte une installation d'un service plus simple, plus flexible et plus autonome que l'autre en marche à toute puissance et au mouillage. Elle est plus économique. Par contre, elle est plus encombrante comme on a vu à la page précédente.

Supposons, en second lieu, que la machine marche à allure réduite. Si l'on a des chaudières multitubulaires, la chute de température au détendeur sera au moins égale et parfois supérieure à celle relative à l'allure maximum; la différence de température entre les extrémités de la dérivation sera donc égale ou supérieure, dans la première combinaison, à ce qu'elle est à l'allure maximum de la machine. Au contraire, quand le bouilleur fonctionne entre le dernier tiroir et le condenseur, l'écart de température tend à diminuer entre les extrémités de la dérivation du bouilleur; il en est donc de même de la puissance de production de celui-ci.

Or, la puissance de la machine ayant diminué, la quantité d'eau à produire pour la réparation doit devenir plus faible également. Comme la surface du bouilleur n'a pas changé, on doit réduire la production dans la première combinaison principalement en étranglant l'arrivée de vapeur de chauffe, et cela au détriment de la surface effective, mais sans inconvénient pour le rendement ρ , qui ne dépend que des températures de régime du bouilleur. On peut même dire que, l'activité de production du bouilleur ayant diminué, il y aura avantage au point de vue de la vaporisation d'eau de mer sans entraînement. D'ailleurs, si l'on a deux bouilleurs pour les deux machines, il suffit d'en garder un seul en service avec un tuyautage envoyant la vapeur produite dans chacun des deux appareils de propulsion. Quoi qu'il en soit, théoriquement au moins, le bouilleur en dérivation sur le cylindre à basse pression (entre le tiroir à basse pression et le condenseur) subit une réduction sur l'écart des températures extrêmes qui tend à mieux l'approprier aux besoins d'eau douce pour la réparation des pertes dans le cas considéré.

Mais la disposition, qui consiste à avoir les bouilleurs en amont de la prise de vapeur des machines et en aval du détenteur, est celle qui s'adapte le mieux à l'emploi d'un nombre de bouilleurs réduit, quand l'allure des machines est elle-même suffisamment ralentie. Il suffit, en effet, de faire déboucher les bouilleurs conservés en fonctions sur le collecteur principal de vapeur, qui est généralement établi en amont des prises de vapeur des machines, pour envoyer indifféremment la vapeur produite par les bouilleurs dans l'une quelconque d'entre elles.

Le même résultat est évidemment moins facile et moins simple à réaliser avec l'autre combinaison.

Préférence à donner à la première combinaison. — De toute façon, c'est la première combinaison qui paraît être la plus simple et la mieux appropriée à un service pratique.

C'est à elle qu'il semble convenir de donner la préférence toutes les fois qu'il existe une chute de température sensible entre les chaudières et les machines.

4. — Bouilleurs à effet multiple en dérivation.

Ne conviendrait-il pas d'établir en dérivation des bouilleurs à multiple effet de manière à bénéficier par là des avantages d'économie de l'un et de l'autre système, système par fonctionnement en série et système par fonctionnement en dérivation ?

Nous envisageons simplement la disposition où seule la vapeur produite est introduite dans le circuit de vapeur des cylindres.

Considérons un bouilleur à double effet, par exemple. Il faut toujours engendrer une quantité d'eau douce de réparation égale à (αW) , pour compenser la perte afférente à la circulation de W kilogr de vapeur en dehors de la chaudière. Or, dans un bouilleur à double effet qui engendre αW kilogrammes d'eau douce, la vapeur produite par le dernier bouilleur est, eu égard à la production totale, égale en moyenne à $\frac{0,730}{1,570}$ ou $\frac{45}{100}$ en nombre rond de cette production (*voir* les chiffres relatifs au rendement d'un bouilleur à double effet, Chapitre III, titre II). Il suit de là que tout se passerait au point de vue des pertes sur la puissance, dans le cas où l'on établirait un bouilleur à double effet en dérivation, comme si l'on enlevait $\frac{\alpha W}{1,570}$ kilogr de vapeur sur le cylindre directement en amont duquel on prélèverait la vapeur de chauffe et si l'on restituait immédiatement en aval de ce cylindre $\alpha W \cdot 0,45$ kilogrammes de vapeur. Dès lors, le tableau des dépenses pour les diverses combinaisons de la dérivation serait le suivant, en supposant, bien entendu, que les écarts

de température soient compatibles avec le fonctionnement d'un bouilleur à double effet établi sur les dérivations considérées.

Expansion à la machine.	Combinaison adoptée pour la dérivation.	Quantité de charbon nécessaire pour produire une tonne d'eau douce.	
		Expression de cette quantité.	Valeur.
Quadruple.	Première....	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{1,57} - 0,45 \right) 1000$	22,000
	Deuxième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{1,57} - \frac{3}{4} 0,45 \right) 1000$	35,300
	Troisième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{3}{4} \frac{1}{1,57} - \frac{1}{2} 0,45 \right) 1000$	30,000
	Quatrième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{2} \frac{1}{1,57} - \frac{1}{4} 0,45 \right) 1000$	24,230
	Cinquième...	$\frac{1}{8,5} \frac{1}{4 \cdot 1,57} 1000$	20,000
Triple....	Première....	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{1,57} - 0,45 \right) 1000$	22,000
	Deuxième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{1,57} - \frac{2}{3} 0,45 \right) 1000$	39,750
	Troisième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{2}{3} \frac{1}{1,57} - \frac{1}{3} 0,45 \right) 1000$	32,450
	Quatrième...	$\frac{1}{8,5} \frac{1}{3 \cdot 1,47} 1000$	27,000

Bouilleur à triple effet. — Pour un bouilleur à triple effet, on remarquera que la production du troisième bouilleur représente en moyenne $\frac{0,610}{2,130}$ ou $\frac{28}{100}$ de la production totale. Il suffit donc, pour avoir la dépense dans chacune des combinaisons envisagées, de considérer que l'on enlève $\frac{\alpha W}{2,130}$ kilogrammes de vapeur pour la chauffe et qu'on restitue au cycle $0,28 \alpha W$ kilogr de vapeur produite dans le bouilleur n° 3.

On arrive ainsi au Tableau ci-après des dépenses, toujours avec l'hypothèse que les installations de cette nature seraient réalisables.

Expansion à la machine.	Combinaison adoptée pour la dérivation.	Quantité de combustible nécessaire pour produire une tonne d'eau douce.	
		Expression de cette quantité.	Valeur.
Quadruple.	Première....	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{2,13} - 0,28 \right) 1000 \dots\dots$	22,220
	Deuxième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{2,13} - \frac{3}{4} 0,28 \right) 1000 \dots\dots$	30,460
	Troisième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{3}{4} \frac{1}{2,13} - \frac{1}{2} 0,28 \right) 1000 \dots\dots$	24,810
	Quatrième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{2} \frac{1}{2,13} - \frac{1}{4} 0,28 \right) 1000 \dots\dots$	19,400
	Cinquième...	$\frac{1}{8,5} \frac{1}{4.2,13} 1000 \dots\dots\dots$	13,750
Triple....	Première....	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{2,13} - 0,28 \right) 1000 \dots\dots$	22,220
	Deuxième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{1}{2,13} - \frac{2}{3} 0,28 \right) 1000 \dots\dots$	33,380
	Troisième...	$\frac{1}{8,5} \left(\frac{2}{3} \frac{1}{2,13} - \frac{1}{3} 0,28 \right) 1000 \dots\dots$	25,750
	Quatrième...	$\frac{1}{8,5} \frac{1}{3.2,13} 1000 \dots\dots\dots$	18,050

Remarques. — On voit, d'après les chiffres précédents, que :

1° Le bénéfice est sensible entre le bouilleur à double effet en dérivation et le bouilleur à simple effet;

2° Il est notablement moindre entre le bouilleur à triple effet et le bouilleur à double effet.

D'après les chiffres ci-dessus, il n'y a pas avantage considérable à recourir à l'emploi des bouilleurs à effet multiple; l'écart en faveur de ceux-ci n'est cependant pas négligeable.

Si, d'autre part, on estime qu'il y a intérêt pratique à réduire au minimum le nombre des appareils distillatoires afin de réduire l'encombrement, le tuyautage et l'importance des opérations de visite, on doit conclure qu'on doit s'en tenir au bouilleur à simple effet installé en dérivation, comme il a été dit plus haut, en général, c'est-à-dire quand il existe une chute de température d'au moins 10° entre la chaudière et la boîte à tiroir. Il y a intérêt, du reste, à ce que cette chute soit plus grande.

Nota bene. — Les remarques qui précèdent visent la comparaison du fonctionnement d'un bouilleur en dérivation à simple effet avec celui d'un bouilleur à effet multiple, dans l'hypothèse où un bouilleur de ce dernier type serait susceptible de fonctionner soit entre une boîte à tiroir et la boîte à tiroir du cylindre suivant, soit entre la boîte à tiroir du cylindre à basse pression et le condenseur. En général, les écarts de températures entre les cylindres suc-

cessifs ne se prêteraient pas à une installation de ce genre pour toutes les allures, surtout pour les allures à vitesse réduite.

IV.

CONCLUSIONS GÉNÉRALES.

Éléments importants des bouilleurs. — Il y a intérêt à suivre de près les conditions de fonctionnement de tout type de bouilleur à simple effet, puisque, si ce type présente des avantages au point de vue de la dépense de combustible et de la puissance de production, ces avantages se retrouvent quand on accouple les bouilleurs du type en question soit en série, soit en dérivation, soit dans ces deux modes de fonctionnement combinés.

Les éléments dont il convient de se préoccuper dans l'étude d'un bouilleur d'un type quelconque sont : le coefficient de rendement p calculé par la formule (1 bis) et le coefficient résultant de la mesure directe de W et de W' ; le coefficient d'activité Q et la puissance de production correspondante par heure et mètre carré de surface de chauffe; les facilités de visite et de nettoyage.

A ces divers points de vue, les bouilleurs à circulation de vapeur de chauffe à l'intérieur de la surface tubulaire, tels que les bouilleurs à serpentins Mourraile et le bouilleur Weir par exemple, doivent avoir la préférence.

Dans les installations à bord, on doit réserver toute la place désirable pour une manœuvre facile de sortie et de remontage, après nettoyage, du système tubulaire amovible. On doit procéder souvent au nettoyage et s'assurer que la purge d'air se fait régulièrement et complètement.

Il importe de refroidir l'eau de chauffe sur le bouilleur même. On y a double avantage. On évite d'avoir des tuyaux et des récipients trop chauds; on utilise la chaleur contenue dans cette eau pour élever la température de l'eau d'alimentation du bouilleur, ce qui augmente l'économie.

Coût en combustible de la production d'une tonne d'eau douce. — Les principaux résultats auxquels a conduit cette étude, au point de vue de la dépense en combustible relative à la production d'une tonne d'eau douce par vaporisation d'eau de mer, sont les suivants.

Il est, d'abord, à remarquer que chaque système de bouilleur comporte des températures de fonctionnement assignant un maximum à la puissance de production et qu'il y a une limite à cette puissance, au delà de laquelle on serait exposé à avoir des entraînements d'eau de mer.

On est conduit, en second lieu, à utiliser la chaleur latente de vaporisation de la vapeur produite, soit en l'employant à produire un travail moléculaire donnant naissance à une nouvelle production de vapeur, soit en la faisant concourir, elle et aussi la vapeur de chauffe du bouilleur, à développer du travail extérieur dans une machine.

Dans le premier cas, on a la distillation à multiple effet, ou par bouilleurs en série. Dans le deuxième cas, on a des bouilleurs en dérivation. On peut concevoir établis en dérivation des bouilleurs accouplés en série; la réalisation d'un tel dispositif est subordonnée aux écarts de température entre les extrémités de la dérivation.

Parmi les combinaisons en dérivation, deux sont les plus favorables au point de vue de l'économie de combustible, si on laisse de côté tout ce qui a trait à la deuxième disposition de principe examinée au cours de l'étude.

La première combinaison consiste à installer le bouilleur entre la chaudière et le tiroir à haute pression, toutes les fois qu'il existe un détendeur ou, mieux encore, toutes les fois que le fonctionnement de la machine, sur laquelle le bouilleur est en dérivation, comporte une chute de température d'au moins 10° entre la machine et les chaudières. Cette disposition est la plus simple et la plus pratique.

La deuxième des deux combinaisons les plus avantageuses est celle qui consiste à prendre la vapeur de chauffe sur le tiroir du dernier cylindre et à envoyer dans le condenseur la vapeur engendrée par le bouilleur. Ce dernier genre de dérivation est à adopter quand la machine fonctionne à la pression de régime des chaudières. L'écart de température à laquelle elle correspond permet, en général, l'emploi des bouilleurs à double effet, au moins pour le fonctionnement des machines à grande puissance. Les bouilleurs à double effet ne peuvent encore être adoptés par la première combinaison, l'écart de température entre la chaudière et le tiroir du cylindre à haute pression ne dépassant pas, jusqu'ici, 17° environ.

En s'en tenant aux machines à triple expansion et en ne considérant que les deux combinaisons les plus avantageuses sus-indiquées pour l'installation en dérivation, on peut dresser le Tableau récapitulatif et comparatif suivant :

Mode d'installation du bouilleur.	Quantité de charbon nécessaire pour produire une tonne d'eau douce.
Direct et à simple effet.....	150 ^{kg}
Direct et à double effet.....	75
Direct et à triple effet.....	55
En dérivation sur une machine à triple ex- pansion, à simple effet.	{ Entre la chaudière et le tiroir à haute pression..... Entre le réservoir du cylindre à basse pression et le con- denseur.....
	29,5
	19

Mode d'installation du bouilleur.	Quantité de charbon nécessaire pour produire une tonne d'eau douce.
En dérivation sur une machine à triple expansion, à multiple effet.	Première combinaison (entre les chaudières et la machine), à double ou à triple effet. 22 ^{kg} ou 22 ^{kg} , 220
	Deuxième combinaison (entre le dernier tiroir et le condenseur), à double effet. 27 ^{kg} .

L'installation d'un bouilleur en dérivation doit, pour être satisfaisante, comporter un épurateur à la sortie de la vapeur engendrée dans le bouilleur.

Il paraît désirable également que le bouilleur en dérivation pour réparation soit distinct du bouilleur pour eau potable. Il est, d'ailleurs, prudent d'avoir un tuyautage permettant d'utiliser le bouilleur de réparation pour la production de l'eau potable destinée à l'équipage.

Dans certains cas, il peut y avoir intérêt à dédoubler en deux appareils un bouilleur de réparation à simple effet mis en dérivation sur chaque machine à bord.

Quand il y a deux ou trois machines de propulsion, il convient de pouvoir desservir l'une quelconque d'entre elles par la vapeur de l'un quelconque des bouilleurs. On doit prévoir aussi, quand la combinaison s'y prête, la possibilité de changer le réservoir où sera évacuée la vapeur produite.

Au lieu de mettre un bouilleur en dérivation sur la machine, on peut utiliser pour son fonctionnement la vapeur de la chaudière qui ne servirait qu'aux enveloppes des cylindres; c'est une façon de tirer parti d'une vapeur qui serait sans emploi pour développer du travail extérieur. Avec cette combinaison et suivant la pression de cette vapeur, on peut envoyer la vapeur produite dans l'un ou l'autre des cylindres ou dans le condenseur. Si on l'envoie au condenseur, il y a intérêt à employer un bouilleur à multiple effet.

Importance de l'économie dans la production de l'eau douce. — Il serait fort désirable d'expérimenter la deuxième disposition de principe indiquée. L'importance de produire l'eau douce le plus économiquement possible augmente chaque jour davantage, maintenant que l'emploi de chaudières à haute pression exige l'alimentation et la réparation des pertes à l'eau douce.

En considérant qu'il faut 220^{lit} environ d'eau de réparation par tonne de charbon brûlé pour une installation de machines et de tuyautage en médiocre état d'étanchéité, on arrive aux chiffres ci-après pour un bâtiment ayant 1000 tonnes de charbon.

Système du bouilleur.	Quantité de charbon pour réparation		Différence par rapport au bouilleur direct à simple effet.
	Brute.	Proportionnelle.	
Direct à simple effet	^{1x} 33,00	0,0330	^{1x} »
Direct à double effet	16,50	0,0165	16,50
Direct à triple effet	12,10	0,0121	20,90
A simple effet, en			
dérivation sur			
une machine à			
triple expansion.			
Premier mode.....	6,50	0,0065	26,50
Deuxième mode.....	10,90	0,0109	22,10
A multiple effet, en			
dérivation sur			
une machine à			
triple expansion.			
Premier mode, double			
et triple effet.....	4,85	0,0048	28,15
Deuxième mode, double			
effet.....	6,95	0,0069	26,05

En dehors de la question d'argent, il y a, comme on voit, un bénéfice sensible pour la durée de fonctionnement des appareils de propulsion. Si, pour fixer et simplifier la comparaison, on envisage une allure de route correspondant à une consommation de 1000^{kg} à l'heure, on peut marcher seize heures et demie de plus, avec la moins économique des installations, et vingt-huit heures de plus, avec la plus économique, qu'on ne pourrait le faire en produisant l'eau de réparation avec un bouilleur à simple effet.

NOTE
SUR
LA CHAUDIÈRE NICLAUSSE,

PAR M. DUCHESNE,
Ingénieur civil,
Membre du Conseil supérieur de la Marine marchande.

Ceux des Membres de notre Association qui s'occupent des appareils moteurs des navires ont pu constater qu'il existe en ce moment une lutte vive entre tous les constructeurs du monde pour arriver à produire la plus grande quantité possible de vapeur avec des chaudières légères, économiques, utilisant bien le combustible, présentant les moindres chances d'explosion, faciles à monter à bord, à démonter, à nettoyer et à réparer.

Parmi celles qui m'ont paru les plus remarquables, parmi celles qui s'approchent le plus des desiderata que nous connaissons tous, j'ai pensé que la chaudière Niclausse pourrait présenter quelque intérêt.

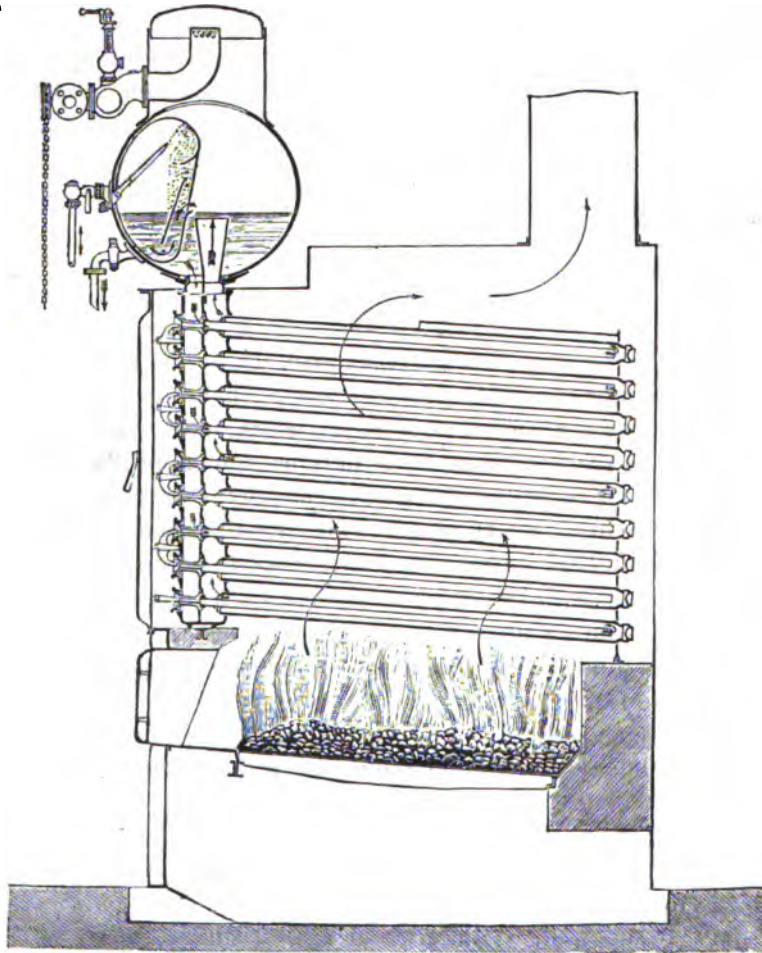
Elle me semble réunir toutes les conditions requises, et, comme j'ai eu à m'en occuper d'une façon toute spéciale depuis plusieurs années, j'ai pensé à en résumer une description courte, mais complète cependant, car l'appareil est très simple, afin que les Membres de notre Association qui s'y intéressent fussent absolument renseignés sur le système de la construction, le fonctionnement et les facilités extraordinaires de réparation et d'entretien dont MM. Niclausse ont réussi à doter leur chaudière.

L'aspect extérieur de l'ensemble de l'appareil est le même que celui de la chaudière multitubulaire en général. L'appareil tient une partie de ses principes de circulation du double tube Field, mais modifié d'une façon très heureuse quant aux résultats obtenus et très méritoire quant à la somme de travail et d'ingéniosité qui a été dépensée pour y arriver, les détails de construction étant essentiellement originaux.

Quoi qu'il en soit, telle qu'elle est construite aujourd'hui, la chaudière

Niclausse est une chaudière aquatubulaire, à tubes droits et relativement courts. Elle est composée (*fig. 1*) d'un réservoir supérieur avec dôme, en acier, à 38^{ks} de résistance et 28 pour 100 d'allongement. Dans le réservoir horizontal et à sa partie inférieure, débouchent des collecteurs verticaux en acier fondu doux dans lesquels viennent s'emboîter des faisceaux de tubes vaporisateurs en acier étiré, inclinés de 10 pour 100 d'avant en arrière et dont

Fig. 1.



l'extrémité postérieure est soutenue par une cloison métallique formant le fond de la boîte à feu; cette cloison est percée de trous ronds, d'un diamètre un peu plus grand que celui des tubes, et qui sont espacés les uns des autres comme les trous percés dans les collecteurs avant : de cette façon, tous les tubes d'une même chaudière sont parallèles.

L'appareil est complété par un vaste foyer placé sous le faisceau tubu-

laire, avec une grille qui a pour dimension la projection horizontale de ce faisceau tout entier; au-dessous encore existe un cendrier.

Tout cet ensemble, moins le réservoir supérieur et son dôme, est enveloppé par une sorte de vaste armoire en tôle et cornières, coton minéral, briques réfractaires, et portes étanches devant les collecteurs; les portes de foyers et de cendrier sont à fermeture automatique en cas de pression accidentelle dans le fourneau.

On voit, d'après cela, que toutes les parties de ce générateur sont très facilement accessibles.

Cette disposition d'ensemble était connue; mais tout l'intérêt actuel de la chaudière consiste en l'agencement des parties qui composent le *Brevet Niclausse*, étudié spécialement au point de vue militaire, mais qui, malgré cela, répond à toutes les exigences de la marine marchande, qui doit être établie de plus en plus en vue de sa transformation rapide, à un moment donné, en marine auxiliaire de guerre.

La première condition à remplir est celle-ci : être prêt à prendre la mer le plus tôt possible après la déclaration de guerre qui peut être subite.

Pour cela, il faut que tout soit vite *paré à bord*, comme disent les marins. Or, les chaudières Niclausse d'un grand croiseur de dix mille chevaux, par exemple, peuvent être parées en *deux heures* quand bien même *la moitié des tubes* seraient à changer, pourvu, toutefois, qu'il y ait, à bord ou à l'arsenal, des tubes de rechange. Nous parlons seulement des tubes vaporisateurs parce que les autres parties des chaudières ne pourraient être en mauvais état que très exceptionnellement. Nous verrons plus loin que si une quelconque de ces autres parties venait à être détériorée et nécessitait un remplacement, ce remplacement pourrait également être effectué avec une rapidité extraordinaire, pourvu, toujours, qu'on ait des pièces de rechange, qui, d'ailleurs, sont fabriquées d'une façon courante et sur modèle unique; c'est dire que toutes les pièces semblables d'une batterie de chaudières sont interchangeables; et même, on peut le dire, sont interchangeables aussi toutes les pièces d'une flotte qui serait munie de chaudières de ce système.

Ces préliminaires terminés, passons au détail des pièces qui donnent à ces chaudières une si grande valeur.

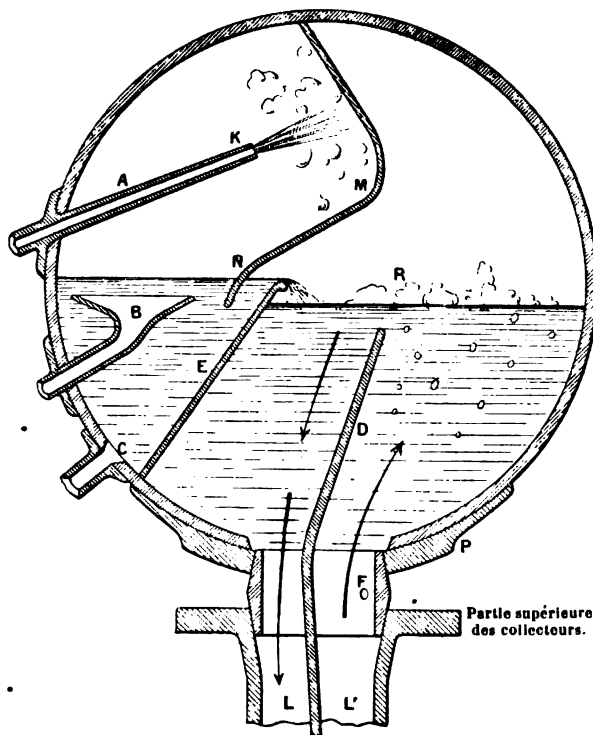
Pour être méthodique, il faudrait, dans la description, suivre l'eau depuis son entrée dans la chaudière jusqu'à sa sortie sous forme de vapeur, c'est-à-dire prendre successivement :

- 1° La partie qui reçoit l'eau d'alimentation ;
- 2° L'organe qui la distribue aux vaporisateurs ;
- 3° Les vaporisateurs ;
- 4° Les collecteurs de vapeur qui vont au réservoir général d'où elle est distribuée aux machines ;
- 5° Enfin, ce réservoir lui-même.

Or cette chaudière est si bien comprise que c'est justement cet ordre qui se présente naturellement à la pensée lorsqu'on vient à l'examiner.

1° *Réservoir d'alimentation.* — En effet, l'arrivée de l'eau d'alimentation se fait dans le réservoir supérieur R, qui est aussi le réservoir de vapeur. On voit que le cycle parcouru par l'eau finit au point même où il commence ;

Fig. 2.



Coupe montrant la circulation de l'eau et de la vapeur dans le réservoir R.

LÉGENDE.

- A, lance d'alimentation terminée en cuiller K.
- B, cuiller d'extraction de surface.
- C, tubulure d'extraction de fond et des huiles.
- D, diaphragme dans chaque collecteur.
- E, auge d'épuration régnant sur toute la longueur du réservoir.
- F, manchon biconique élastique reliant le collecteur au réservoir de vapeur.
- P, piétement de renfort du réservoir.

nous verrons plus loin que c'est là une des causes de la vaporisation rapide produite par cet appareil.

Ce réservoir, qui est surmonté d'un dôme où est fixée la prise de vapeur,

se compose d'un cylindre en tôle d'acier régnant sur toute la largeur de la chaudière; pour l'arrivée de l'eau d'alimentation, il est muni d'une auge E en tôle d'acier s'étendant sur toute sa longueur. Aux deux extrémités du réservoir il y a deux dispositions spéciales telles que l'eau qui y est projetée par les ajutages A, terminés en forme de cuiller plate K, se brise en mille gouttelettes pour s'écouler par la paroi inclinée MN dans l'auge E, d'où elle se répand doucement dans toute la longueur du réservoir R dont le niveau d'eau est légèrement inférieur à celui de l'auge; or, cette eau, projetée sous forme de pluie, s'échauffe au contact des parois qu'elle rencontre et de la vapeur qui l'entoure, de telle sorte que les matières en suspension et même une grande partie de celles en dissolution restent dans l'auge, et que l'eau qui s'écoule dans le réservoir est déjà moins chargée en sels ou boues et est en même temps très échauffée.

Cette eau passe de là dans le manchon biconique F, d'où elle pénètre dans les collecteurs qui servent de support au réservoir.

2° *Collecteur distributeur d'eau.* — Ces collecteurs verticaux sont divisés dans leur hauteur en deux lames par une cloison venue de fonderie. La lame avant L sert à la descente de l'eau venant du réservoir R et la distribue aux tubes intérieurs *t* qui servent d'entonnoirs réchauffeurs déversant leur contenu de O en O' (*Pl. VII*), dans les tubes extérieurs vaporisateurs.

3° *Tubes extérieurs vaporisateurs.* — Ces tubes, à leur tour, conduisent l'eau dans la lame arrière L, après lui avoir cédé la chaleur qu'ils ont reçue du foyer au-dessus duquel ils sont placés.

4° *Collecteurs de vapeur.* — Ces collecteurs dégorgent eau et vapeur dans le réservoir supérieur R dont nous avons déjà parlé.

5° *Réservoir de vapeur et dôme.* — L'eau transformée en vapeur passe dans le dôme, et l'eau encore à l'état liquide recommence le même cycle jusqu'à ce qu'elle soit réduite en vapeur.

Cette courte circulation se reproduit dans tous les faisceaux de la chaudière, de telle sorte que la même eau, se trouvant rapidement ramenée au contact des surfaces calorifères, est transformée en vapeur dans le minimum de temps pratique.

Tenue de toutes ces pièces entre elles. — 1° Le dôme est simplement rivé sur le réservoir supérieur.

2° Le réservoir supérieur est renforcé, à sa partie inférieure et sur toute sa longueur, par une tôle rivée de 40 millimètres d'épaisseur, dans laquelle sont percés autant de trous circulaires qu'il y a de collecteurs dans la chaudière.

Cette tôle épaisse est nommée le *piètement du réservoir*. Les trous, dans

ce piètement épais, sont fraisés légèrement coniques. L'ouverture supérieure de chaque collecteur est également fraisée conique, mais de sens inverse, de sorte que le manchon biconique F, s'emboîtant également dans les deux ouvertures, se trouve coincé exactement entre le réservoir et le collecteur correspondant ; et pour que l'étanchéité soit assurée, ce manchon biconique est assez mince pour être élastique, de sorte que le monteur a une assez grande latitude entre le point où l'étanche commence à se faire et le point où le coinçage est à bloc. Cette élasticité était nécessaire, car il est facile de comprendre qu'un ajustage absolument rigoureux n'est pas chose pratique dans des appareils de cette dimension et de cette nature.

Le joint étanche étant opéré, il est maintenu au moyen de quatre prisonniers vissés à fond dans le piètement ; ces prisonniers traversent quatre trous percés dans la bride supérieure du collecteur et sont fixés en place par quatre écrous comme l'indique la *Pl. VII*.

3° Vaporisateurs. — Les tubes complets sont composés d'un tube extérieur vaporisateur et d'un tube intérieur adducteur d'eau froide ; ces tubes ont chacun une tenue spéciale.

Le tube intérieur est fixé dans le tube extérieur par une tête filetée, vissée dans la tête taraudée du tube extérieur, dont le diaphragme D' est traversé à frottement libre par le tube intérieur. La longueur de ce dernier est un peu inférieure à celle du vaporisateur pour la circulation facile de l'eau en o'.

Le tube extérieur ou vaporisateur est tenu d'une façon toute différente, et c'est dans cette tenue que réside la *très grande valeur* de cette chaudière, au point de vue de la rapidité incroyable des réparations.

La tête du vaporisateur, appelée *lanterne*, est en acier coulé spécial ; elle est ajustée dans le collecteur par deux couronnes coniques : l'une rigide, C ; l'autre élastique, C' ; de plus, elle traverse le diaphragme en D', d'une façon à peu près étanche.

Les génératrices *ab, a' b'* des couronnes coniques C, C' ne font pas le même angle avec l'axe commun des cônes ; de sorte que, lors de la mise en place du tube vaporisateur, la couronne extérieure C' porte sur son siège, un peu avant que la couronne arrière C ne porte sur le sien.

Lorsque le tube est poussé à sa place, la couronne C est à bloc, et la couronne C' a suivi, comme étant liée invariablement à C par les côtés PP de la lanterne. Mais comme elle est élastique par construction, comme le montre la figure, elle s'est légèrement comprimée en avançant, et son joint avec son siège est devenu parfait, sans l'emploi d'aucun mastic, minium, serbat ou autre.

Deux tubes vaporisateurs voisins, dans la même rangée verticale, sont maintenus en place par une traverse commune E.

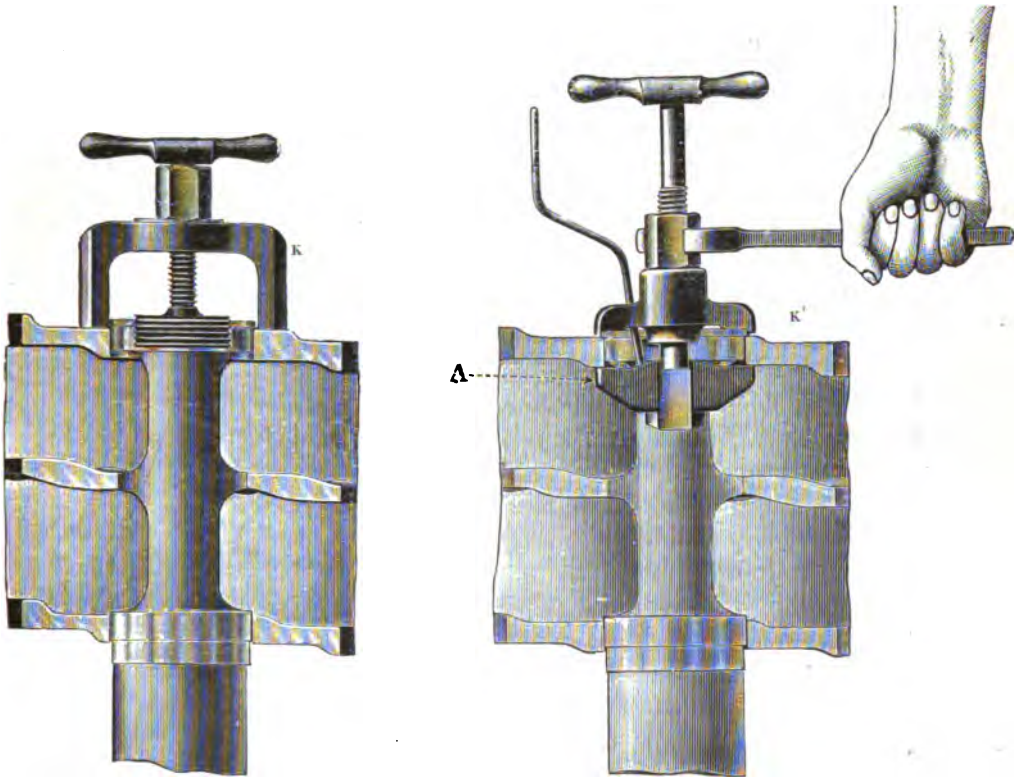
Disons de suite que cette traverse commune E ne supporte aucun effort, car la poussée intérieure de l'eau sous pression contre la section JK est exac-

tement équilibrée par la même poussée, sur le fond opposé du vaporisateur. Elle ne sert que dans le cas où, pour une cause quelconque, par un choc en bout, par exemple, le tube viendrait à subir un effort, suivant sa direction longitudinale, et qui tendrait à le pousser hors de son siège.

C'est là toute la chaudière.

Démontage. — Nous avons dit que la facilité de démontage de ces tubes est réellement incroyable. En effet, supposons que nous ayons à enlever un vaporisateur quelconque. Au moyen d'une clé ordinaire, on enlève l'écrou de la traverse correspondante, puis cette traverse. Avec l'autre bout de la même clé on dévisse le tube intérieur et on le sort sans difficulté. Cette dernière opération rend libre la tête taraudée du vaporisateur. Dans cette tête taraudée, on visse le tire-bouchon, dont le croquis est représenté en K (fig. 3), et

Fig. 3.



il suffit ensuite de faire agir ce tire-bouchon, ou extracteur, pour que le tube sorte sans retard de son emboîtement. Toute l'opération n'a pas demandé plus d'une minute et demie. On peut dire, sans exagération, qu'il ne faut pas plus de temps pour l'exécuter que pour la décrire.

Si, maintenant, nous avons à notre disposition un autre vaporisateur, nous l'introduisons à la place de celui qui a été enlevé; nous le faisons venir à bloc au moyen d'un petit outil spécial K'; puis nous revissons le tube intérieur, nous mettons en place la traverse et son écrou, et tout est dit.

Cette deuxième opération a encore demandé une minute et demie.

Supposons donc une chaudière en pleine pression; faisons tomber les feux et vidons, puis attendons cinq minutes que les gaz aient évacué la boîte à feu, que les tubes se soient vidés de vapeur, et nous pouvons procéder au changement d'un tube quelconque, en trois minutes. Il ne reste plus qu'à remettre en marche.

Si le tube à changer est un tube des rangées inférieures qui ne soit qu'affaibli, il suffit de le remplacer par un tube des rangées supérieures et mettre le tube fatigué à la place du second. Cette manœuvre, on le voit, permet d'user les tubes jusqu'à... la corde, pourrait-on dire, car il est évident que les tubes qui sont placés les plus près de la grille seront usés les premiers, tandis que ceux des rangées supérieures ne seront, pour ainsi dire, pas atteints. La détérioration des collecteurs ou du réservoir est à peine à craindre, car on voit, à l'examen de l'ensemble, qu'ils ne subissent que peu d'actions détruisantes; mais si, néanmoins, la nécessité d'un remplacement venait à se faire sentir, on voit fort bien que les assemblages coniques permettront toujours une manœuvre des plus simples et n'exigeront jamais la sortie de l'appareil entier des fonds d'un navire et, par conséquent, aucune démolition à bord, ni dans les fonds, ni dans les hauts.

La possibilité de démonter un collecteur indépendamment des autres provient de ce fait que ces collecteurs sont juxtaposés sans être jointifs. Ils sont maintenus dans leur liaison avec le manchon biconique par une cale placée entre le pied du collecteur et la traverse en fer qui termine, à la partie supérieure, la maçonnerie des portes des foyers; si donc on enlève cette cale et qu'on ébranle, à petits coups, le collecteur, on le déboîte du manchon biconique et on l'amène sur l'avant sans difficulté.

Pour en mettre un autre en place, il suffit de procéder à l'opération inverse qui n'est pas plus difficile. Il ne reste plus qu'à replacer les vaporisateurs, et la chaudière est de nouveau parée après un arrêt d'environ vingt minutes.

Fonctionnement de la chaudière. — Nous avons vu que l'eau est amenée dans le réservoir supérieur par les pompes alimentaires qui la réduisent en pluie projetée dans deux petits compartiments spéciaux réservés à chaque extrémité. Ces petits compartiments déversent l'eau dans une auge qui, à son tour, la déverse dans le réservoir supérieur. Mais pendant son séjour dans l'auge, l'eau a abandonné une grande partie des corps qu'elle contenait en suspension et en dissolution; un tuyautage d'extraction est établi en C (*fig. 2*) dans le fond de l'auge, et un autre tuyautage avec larges pavillons B vient

enlever les écumes et autres matières à la surface de l'eau. On peut voir que le niveau de l'eau dans le réservoir est un peu plus bas que le bord de la cloison longitudinale de l'auge, de sorte que, lors des extractions de fond et de surface, aucune partie de l'eau bouillante et relativement épurée n'est entraînée avec l'eau chargée des matières à extraire, d'où il résulte une véritable économie de chaleur.

Le feu ayant commencé à réchauffer le faisceau tubulaire, on voit se dessiner un mouvement ascensionnel de l'eau dans la lame arrière des collecteurs, tandis qu'au contraire un mouvement de haut en bas se produit dans la lame avant. Les tubes du bas s'échauffant les premiers, l'eau, en descendant, ne pénètre pas d'abord dans les tubes intérieurs des rangées supérieures; mais ensuite le mouvement s'établit dans toutes les rangées de tubes, les plus actifs se trouvant toujours à la partie inférieure des collecteurs dont le diaphragme a été disposé en pente, d'avant en haut, en arrière en bas, pour que l'eau froide puisse trouver un plus grand appel à la partie inférieure avant, tandis qu'au contraire la partie haute arrière se trouve ainsi plus grande que la partie basse et procure un plus vaste espace au dégagement des bulles de vapeur qui se sont formées dans les tubes et qui s'ajoutent les unes aux autres au fur et à mesure qu'elles s'élèvent. Cette disposition, qui passerait inaperçue à première vue, est pourtant d'une importance de premier ordre; c'est elle qui, combinée avec les sections des tubes intérieur et extérieur, permet à cette chaudière de produire de la vapeur d'une façon pour ainsi dire illimitée, contrairement à ce qui se passe dans les chaudières dites à *circulation accélérée*, pour lesquelles on atteint bien vite la limite de production par ce fait que des poches de vapeur se forment, qui occasionnent une véritable obstruction de la circulation. Dans les chaudières de ce dernier type, à ce point de vaporisation, une augmentation dans l'activité du feu ne fait plus qu'arrêter davantage la circulation et peut produire la destruction des tubes et des appareils et créer une situation dangereuse.

Dans la chaudière Niclausse, au contraire, le cycle est très court et les dégagements ont été étudiés en vue de favoriser la circulation tranquille de l'eau et de la vapeur, quelle que soit l'activité du feu. Plus il est poussé, plus grande est la circulation, plus grande est la production de la vapeur qui trouve toujours un libre dégagement.

Cette propriété est des plus précieuses dans le cas d'un navire de guerre qui peut se voir dans la nécessité d'augmenter tout à coup sa vitesse pour une cause quelconque.

Ce changement d'allure est d'autant mieux supporté par la chaudière Niclausse que, en outre de la facilité d'augmentation de la pression, les tubes vaporisateurs peuvent se dilater d'une façon absolument libre, puisqu'ils ne sont tenus à demeure que par une seule de leurs extrémités.

En ce qui concerne l'arrivée des bulles de vapeur dans le réservoir supérieur, on voit qu'elle ne peut se faire d'une façon tumultueuse, car le dia-

phragme D des collecteurs est continué dans ce réservoir au moyen d'une sorte de cloison qui sépare convenablement la vapeur, qui se dégage dans la partie arrière de ce réservoir et des collecteurs, de l'eau à réchauffer qui descend au contraire, par la lame avant L, tout à fait isolée par le diaphragme D, évitant ainsi toute possibilité de collision entre l'eau ascendante et l'eau descendante.

De ce calme relatif du dégagement de la vapeur qui se fait, d'ailleurs, par une très large surface de vaporisation, il résulte que la vapeur puisée à la partie supérieure du dôme est parfaitement sèche et, par ce fait, évite à bord l'emploi de sécheurs ou autres appareils toujours plus ou moins imparfaits, coûteux et pesants.

Nettoyage et entretien. — Pour terminer l'examen des phénomènes intérieurs de cette chaudière, il ne reste plus qu'à parler du nettoyage et de l'entretien.

Le nettoyage du réservoir d'eau et de vapeur peut se faire, comme nous l'avons dit, par des tubulures spéciales montées sur ce réservoir; les écumes et les plus grossiers dépôts sont enlevés de cette façon.

La partie inférieure avant de la chaudière porte aussi une ouverture *par collecteurs*, et ces ouvertures ont pour effet de permettre la vidange de ceux-ci dans une clarinette spéciale qui réunit toutes les ouvertures et qui, à son tour, déverse les matières extraites dans une tubulure dont le dégorge-ment est à la mer ou à la cale.

On voit que, pendant la marche, le nettoyage intérieur est des plus faciles tout en restant économique. En effet, dans le réservoir R, c'est l'eau de l'auge qui entraîne les impuretés, et cette eau n'a pas encore été réchauffée par son passage dans les vaporisateurs.

A la partie inférieure des collecteurs, c'est l'eau de la lame avant qui est entraînée et, à ce moment, elle n'emmagasine encore que peu de chaleur, car elle est relativement froide par rapport à la température de la lame arrière.

Il reste encore d'autres parties de cette chaudière qui sont susceptibles de recevoir des dépôts : ce sont les tubes intérieurs. Il est évident que ces dépôts sont inévitables et proportionnels à la plus ou moins grande pureté de l'eau employée, et au nombre des heures de travail qu'on aura demandées à la chaudière sans la nettoyer.

Ceci est un inconvénient inhérent à tous les systèmes de générateurs, mais il est encore moins important dans cette chaudière que dans tout autre pour deux raisons : 1^{re} et surtout, parce que le démontage des tubes est si facile qu'il y aurait impardonnable négligence à laisser ces tubes s'obstruer au point d'empêcher l'arrivée de l'eau sur les surfaces chauffées; 2^o parce que l'expérience a prouvé que les dépôts se font surtout dans le tube intérieur qui est entièrement à l'abri de l'action directe du feu, ce qui rend l'effet de ces dépôts beaucoup moins à craindre.

Il faut noter, en outre, que, pour ce nettoyage, on aura moins de mal que dans le cas de beaucoup d'autres chaudières; car, par le fait de l'inclinaison des tubes sur l'arrière, la vidange, sous pression ou autrement, laissera dans ces tubes un peu d'eau qui maintiendra les dépôts à l'état de boues, ce qui n'arriverait pas si toute l'eau avait pu s'écouler, laissant ainsi ces boues sécher, durcir et prendre de l'adhérence contre les parois des tubes.

Dans ces conditions, si l'on ne veut pas démonter les vaporisateurs, il suffira de dévisser le tube intérieur, d'introduire une lance *ad hoc* dans le tube à laver; puis, au moyen d'un fort jet d'eau, les boues seront délayées et entraînées à la partie inférieure des collecteurs correspondants et, enfin, expulsées dehors par simple lavage dégorgeant par la tubulure des clarinettes de purge.

Pour tout cela, on le voit, pas un seul joint sérieux à défaire ou à refaire.

Nettoyage extérieur. — Nous entendons par là le nettoyage extérieur des tubes vaporisateurs, ou simplement le ramonage.

Pour cela, il faut remarquer le montage particulier des collecteurs de tête; on voit qu'ils sont juxtaposés, mais que les parois latérales de l'un ne coïncident pas avec celles de son voisin.

Sur presque toute la hauteur de ces collecteurs, il reste, entre deux, un intervalle assez grand pour qu'on puisse y passer une lance à vapeur qui nettoie, quand c'est nécessaire, les tubes de la façon la plus complète.

Les suies et scories tombent dans le cendrier, d'où elles sont ensuite enlevées.

Nous venons de voir que des vides sont ménagés entre collecteurs. On pourrait, d'après cela, craindre que les gaz de la combustion ne se répandent en la chaufferie par les interstices; mais il suffira de remarquer que des portes pleines enferment le faisceau entier des collecteurs comme dans une armoire qui reste pratiquement étanche, car elle est protégée contre les températures élevées par les collecteurs eux-mêmes.

Les foyers, grilles, cendriers n'ont rien de particulier, mais ils ont été fort bien proportionnés pour la meilleure utilisation du combustible au tirage naturel, ce qui ne les empêche pas de fonctionner très bien quand on leur applique le tirage activé.

Depuis l'introduction de ce générateur dans la marine française, des essais pratiques ont permis de se rendre compte, aussi exactement que possible, de la production de vapeur et de la consommation de combustible suivant les allures diverses qu'on a jugé convenable de lui imprimer. Il a supporté les chauffes les plus extrêmes sans qu'on ait pu parvenir à produire, même sur les tubes inférieurs, les moindres traces de fatigue, ce qui s'explique par la facilité remarquable de la circulation en court circuit dans cet appareil.

Les constructeurs ont bien voulu m'autoriser à insérer dans cette Note le graphique des essais officiels du croiseur cuirassé *Friant* (Pl. VIII), sur lequel

ils ont installé vingt corps de chaudières de ce système donnant $73^{\text{m}}, 72$ de surface de grille, pour $2159^{\text{m}}, 72$ de surface de chauffe, soit un rapport de $\frac{1}{29.3}$.

Ce graphique montre que, dans tous les cas, les clauses du marché ont été remplies et même dépassées. En effet, nous y lisons que, la force à développer étant de 9000 chevaux, les constructeurs ont fourni 9438 chevaux, pour lesquels ils avaient le droit de consommer 150^{kg} de charbon par mètre de grille-heure. Ils n'ont brûlé que 122^{kg} .

Le minimum de charbon brûlé sur les grilles devait pouvoir être de 150^{kg} par mètre-heure. Il a pu s'élever à 176^{kg} dans des conditions parfaites de combustion et pendant quatre heures consécutives d'essai.

Enfin, à toutes les allures qu'on a voulu imprimer à la combustion, la consommation de houille par cheval-heure a été, dans tous les cas, au-dessous de celle prévue.

Dans un essai de consommation de dix-huit heures consécutives de marche, exécuté le 20 avril 1895, le marché portait une consommation de 900^{kg} par cheval-heure, et il n'a été brûlé que 836^{kg} .

Un remorqueur de la Marine française, à Brest, le *Menhir*, a été muni de ce même type de générateur.

Il a donné des résultats satisfaisants dont voici les principales caractéristiques, déduites d'un essai exécuté le 9 février 1895 :

Surface de grille : $2^{\text{m}}, 25$.

Surface de chauffe : $62^{\text{m}}, 50$.

Soit un rapport de $\frac{1}{27.7}$.

La pression moyenne fut de 11^{kg} .

La force moyenne fut de 142 chevaux.

La consommation par mètre carré de grille fut $48^{\text{kg}}, 140$, et par cheval-heure $0^{\text{kg}}, 758$.

Un essai de force maximum a été ensuite exécuté : au tirage naturel, il a donné 203 chevaux, soit 90 chevaux par mètre carré de grille.

D'autres essais ont été faits sur des remorqueurs du Rhône (*Pl. LX*) ; ils ont donné, le 10 août 1895, une consommation de 627^{kg} de charbon par cheval-heure, $51^{\text{kg}}, 430$ de charbon brûlé et 82 chevaux par mètre carré de grille-heure. Ce sont là de bons résultats pratiques.

Un générateur du même système a été construit pour MM. Humphry's, Tennant and Co, de Londres, il a une surface de grille de $3^{\text{m}}, 33$ et une surface de chauffe de 102^{m} , soit un rapport de $\frac{1}{30.6}$.

Lors d'un essai de huit heures exécuté le 20 mars 1895, il a donné les résultats suivants :

$11^{\text{kg}}, 200$ de vapeur par kilogramme de charbon brûlé ;

$63^{\text{kg}}, 138$ de charbon par mètre carré de grille-heure, toujours au tirage naturel.

Dans tous les essais précédents, on a constaté que les entraînements d'eau étaient absolument inappréciables, même à grande allure.

Du fait que cette chaudière présente une grande surface de grille et une grande surface évaporatoire, et que le faisceau tubulaire laisse entre les vaporisateurs des vides assez larges pour permettre un brassage parfait des gaz, résultent les avantages très réels suivants :

1° Une grande utilisation du charbon même à tirage activé, même dans le cas où l'on brûle 200^{kg} de charbon par mètre carré de grille-heure qui correspond à une production de 50^{kg} de vapeur par mètre carré de surface de chauffe, et cela sans fatigue pour le générateur.

Dans le même cas, beaucoup d'autres chaudières envoient dans la cheminée une grande partie de leur charbon à l'état de poussière et même en morceaux d'un certain volume.

2° A cette allure, la vapeur obtenue est encore sans entraînement d'eau, malgré la très grande activité de la vaporisation, ce qui est dû à ce que cette vapeur se dégage à peu près également sur toute la surface évaporatoire, et que, ainsi que nous l'avons dit plus haut, ce dégagement n'est pas tumultueux par suite de la disposition spéciale des manchons biconiques à leur jonction avec le réservoir supérieur, disposition qui oblige l'eau, d'une part, et la vapeur, d'autre part, à suivre chacune un chemin bien distinct, et sans collision possible.

De la forte inclinaison des tubes vaporisateurs résultent les avantages suivants :

1° La circulation facile de l'eau évite absolument la formation des poches de vapeur, et rafraîchit continuellement et parfaitement les parois des vaporisateurs à un point tel que les constructeurs ont pu brûler sur la grille 300^{kg} de charbon par mètre carré, produire une vaporisation de 150^{kg} d'eau par mètre carré de surface de chauffe sans que les tubes aient paru en souffrir le moins du monde ;

2° Les dépôts restent à l'état boueux, à l'arrêt de la chaudière, par suite, comme nous l'avons dit plus haut, du non-écoulement d'une certaine quantité d'eau ;

3° Enfin, si par suite d'une négligence d'alimentation le niveau de l'eau vient à baisser, ce sont les derniers tubes, ceux qui sont immédiatement au-dessus du feu qui se vident les derniers ; car, contrairement à ce qui se passe dans d'autres chaudières aquatubulaires, les tubes du haut se vident successivement dans ceux du bas par le tube intérieur ; d'où il est facile de tirer la conclusion que le moment où ces tubes seront brûlés est retardé dans la limite du possible, et ce retard peut donner le temps au chauffeur d'éviter cet accident.

Poids, encombrement, etc. — Ce générateur, par sa construction même, par le groupement de tous ses organes, exige un emplacement un peu moins considérable que les chaudières connues jusqu'à ce jour et son poids est légèrement inférieur, du moins en ce qui concerne les grandes forces et

les grands diamètres de tubes. Nous employons ici l'expression *grands diamètres* pour distinguer ces tubes de ceux des chaudières des types du Temple et analogues.

Les chaudières aquatubulaires à petits diamètres pèsent en effet un peu moins que les chaudières Niclausse; mais elles ne sont pas employées dans les mêmes cas.

En effet, les grands diamètres entraînent une plus grande épaisseur de matière et, par suite, un poids plus grand.

Mais si, au contraire, il s'agit d'une chaudière de ce type destinée à un torpilleur, à un contre-torpilleur ou même à un aviso, elle se plie aux exigences de ces navires et, dès lors, elle pèse plutôt moins que la chaudière correspondante du type du Temple ou de n'importe quel autre type, parce que, dans ce cas, les tubes vaporisateurs ont seulement 40^{mm} à 50^{mm} de diamètre, au lieu de 80^{mm} et 90^{mm}; les épaisseurs sont réduites proportionnellement et les poids s'ensuivent, tout en conservant au type que nous examinons ses qualités particulières que, pour finir, nous allons résumer en quelques mots :

Construction robuste,
Simplicité de montage.
Encombrement et poids minima,
Vaporisation avantageuse,
Grande élasticité de production,
Siccité de la vapeur à toutes allures,
Grande facilité de conduite et d'entretien,

Et enfin rapidité incomparable des réparations.

Ce sont là des qualités militaires incontestables qui ont été reconnues par la Marine française et par plusieurs Marines étrangères.

Une seule qualité était encore à éprouver : la durée. Mais ce qui se passe à bord du *Friant*, toujours en service depuis ses premiers essais, semble être concluant.

Nous croyons savoir, en effet, que trois tubes seulement ont été changés en deux ans et demi, par suite d'un défaut de soudure. Je puis même ajouter que j'ai vu un morceau de l'un de ces tubes, où l'on reconnaît parfaitement qu'il n'y a là qu'un défaut accidentel de fabrication provenant d'une soudure mal faite. Mais, depuis ce temps, les constructeurs ont adopté les tubes en acier étiré, au moins pour les deux premiers étages, au-dessus des foyers, ce qui donnera toute sécurité, sans nul doute; l'intention des constructeurs est même d'adopter ce genre de tubes pour tout le faisceau vaporisateur.

Enfin, et comme clôture à cette Note, je crois savoir qu'à ce jour les navires suivants doivent être munis de générateurs de ce type : le *Henri IV*, le *Requin*, l'*Ersatz-Freya*, le *Pelayo*, le *Cristobal-Colon*, le *Seagul*, le *Hokrabry*.

Pour le *Cristobal-Colon*, les chaudières sont actuellement en construction à Paris; plusieurs sont déjà expédiées à Gènes où elles doivent être montées à bord. Les caractéristiques de cet appareil évaporatoire sont les suivantes :

Vingt-quatre chaudières en douze groupes, avec un réservoir par groupe de deux chaudières;

Surface de grille 89^m;

Surface de chauffe 2886^m;

Soit un rapport de $\frac{1}{32,4}$;

Volume d'eau 60^m;

Consommation prévue : 110^{kg} de houille par mètre carré de grille-heure, au tirage naturel;

Au tirage activé, avec 10^{mm} d'eau, consommation : 150^{kg} de houille par mètre carré de grille-heure pour produire 14000^{ch}, environ, calculés à raison de 0^{kg},950 par cheval-heure au maximum.

Il y a tout lieu de croire que, dans ces conditions, cet appareil obtiendra un plein succès, car, comme on le voit, tout y est largement calculé.



LES

NOUVEAUX GÉNÉRATEURS BELLEVILLE,

PAR M. GODARD,

Directeur des Ateliers de la Société des Générateurs Belleville.

Les chaudières à tubes d'eau ont pris, dans ces dernières années, une telle importance dans les différentes Marines, elles ont donné lieu à des controverses si nombreuses et si vives, que les questions se rapportant à ce genre d'appareils présentent un véritable intérêt d'actualité pour le monde des Ingénieurs.

Nous avons donc pensé qu'une Note, résumant les modifications apportées récemment dans la constitution des générateurs Belleville et donnant les résultats obtenus, serait de nature à intéresser les membres de l'Association technique maritime.

Les adversaires des chaudières à tubes d'eau attribuent à ces appareils, à des degrés divers, deux défauts principaux qui les rendraient inférieurs aux anciennes chaudières cylindriques :

- 1° Les chaudières à tubes d'eau seraient moins économiques que les chaudières cylindriques, principalement aux grandes combustions;
- 2° Lorsque le charbon employé est de mauvaise qualité, que les chauffeurs sont inexpérimentés ou que le tirage est insuffisant, il peut se produire des réinflammations de gaz dans les cheminées.

Description. — Ces deux défauts ne se trouvent pas dans les *nouveaux générateurs Belleville, munis de chambre de combustion complémentaire et d'économiseurs*, qui font l'objet de la présente Note et sont décrits succinctement ci-après. Ils diffèrent essentiellement du type connu en ce que le faisceau tubulaire a été séparé en deux parties entre lesquelles existe un espace vide (voir *Pl. A*).

La constitution du générateur de vapeur proprement dit n'est pas modifiée ;

il se compose toujours d'éléments amovibles et visitables par la façade avec les collecteurs d'eau et de vapeur et les retours d'eau réunissant ces deux organes. Les éléments comportent seulement un moins grand nombre d'étages de tubes qu'autrefois.

Le deuxième faisceau tubulaire est formé d'éléments analogues à ceux du générateur, mais en tubes de diamètre moindre; il contient exclusivement de l'eau, qui le traverse en s'échauffant au contact de la fumée, avant d'aller alimenter le générateur proprement dit.

L'espace compris entre les deux faisceaux de tubes ne contient que les gaz de la combustion, qui s'y mélangent intimement sous l'action de jets d'air convenablement disposés et s'y réinflammant si leur température et leur composition le permettent. Cette réinflammation n'est plus nuisible; on la favorise, au contraire.

En sortant de la chambre de combustion complémentaire, les gaz traversent le faisceau de petits tubes ou économiseur qui les refroidit suffisamment pour qu'une réinflammation ultérieure dans la cheminée soit impossible, même dans les plus mauvaises conditions.

Essais officiels. — De tous les essais de durée habituelle que nous avons faits, dans nos ateliers de Saint-Denis, sur des générateurs du nouveau type, nous ne donnons ici que les résultats obtenus dans deux séries d'expériences officielles. La première a été faite sous le contrôle d'Ingénieurs de la Marine d'un Gouvernement étranger, et la seconde sous le contrôle des Ingénieurs de la Marine française.

Dans tous les essais, on a brûlé le même charbon, du cardiff de qualité ordinaire. Le charbon était pesé sur une bascule avant d'être apporté devant les feux.

L'eau d'alimentation était mesurée au moyen de caisses jaugées; les relevés de la vaporisation étaient faits chaque demi-heure et contrôlés ainsi l'un par l'autre.

Avant d'être échappée, la vapeur traversait un épurateur général dans lequel elle abandonnait l'eau qu'elle pouvait entraîner.

Cette eau entraînée était déduite de la production totale de vapeur. Dans tous les essais, la proportion d'eau contenue dans la vapeur a toujours été négligeable: moins de 1 pour 100.

On notait en outre les températures de la fumée avant et après l'économiseur, celles de l'eau à l'entrée et à la sortie du même appareil.

Les différents chiffres ainsi relevés sont inscrits dans le Tableau ci-après. Les essais faits par la Marine française sont marqués par un point noir (●); ceux faits pour un Gouvernement Étranger par un point et un cercle (⊙).

Vapeur produite par		Charbon brûlé	Température des gaz		Réchauffement de l'eau +.	Dates des essais.
mètre carré de grille et par heure.	kilog. de charbon.	mètre carré de grille et par heure.	avant économiseur.	après économiseur.		
● 713 ^{kg}	10,23 ^{kg}	69,7 ^{kg}	317 [°]	185 [°]	72,7 [°]	20 oct. 1896.
⊙ 846	9,74	86,9	369	206	73,3	16 sept. 1896.
● 934	9,46	98,7	374	221	74,4	17 oct. 1896.
⊙ 1107	9,33	118,3	392	268	82,9	18 sept. 1896.
● 1304	9,18	142,0	534	333	108,7	16 oct. 1896.
⊙ 1529	8,82	173,4	663	379	118,5	19 sept. 1896.

Dans les essais ⊙, la température initiale de l'eau était de 20°.

Dans les essais ●, elle était de 13° seulement.

Le réchauffement de l'eau d'alimentation inscrit dans la dernière colonne est la différence entre les températures de cette eau avant et après l'économiseur.

Essai de trente-six heures. — La durée de ces essais a été tantôt de huit heures, tantôt de quatre heures; les résultats sont néanmoins remarquablement concordants, comme on le verra un peu plus loin.

Disons de suite que, dans une expérience de trente-six heures consécutives que nous avons faite les 20 et 21 novembre dernier, en nous mettant, autant que possible, dans les conditions d'un service continu à la mer, au point de vue du service des chauffeurs, de la conduite des feux, des dégrasages de la grille, des ramonages des tubes, etc., nous avons obtenu des résultats concordant absolument avec ceux donnés plus haut.

Résultats de l'essai de trente-six heures consécutives.

Par heure et par m ² de grille.		Vapeur	Température des gaz		Réchauffement
Vapeur produite.	Charbon brûlé.	produite par kilo de de charbon.	avant économiseur.	après économiseur.	de l'eau d'alimentation.
946 ^{kg} ,7	104 ^{kg} ,9	9 ^{kg} ,194	434 [°]	270 [°]	70 [°]

Pendant cette longue période de fonctionnement on n'a fait qu'un seul ramonage à la vapeur des tubes vaporisateurs, après vingt-huit heures de marche; les économiseurs n'ont pas été ramonés de tout l'essai.

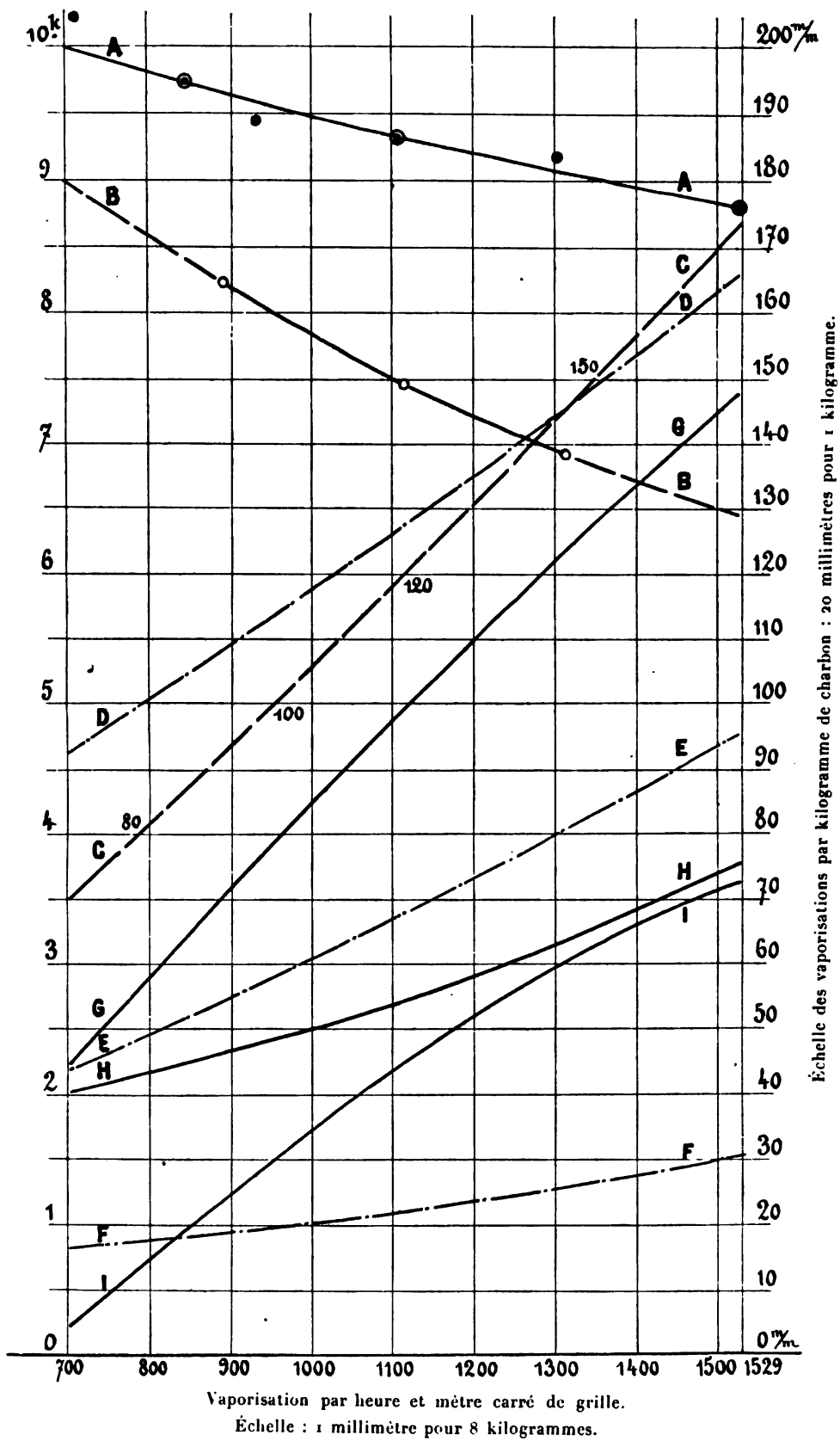
Discussion des résultats. — Pour nous rendre compte du degré d'exactitude

DÉSIGNATION DES COURBES.

Vaporisation par kilogramme de charbon Cardiff. Échelle : 20 ^{mm} pour 1 ^{kg} de vapeur.	A Avec économiseur. (Les points ○ se rapportent aux essais faits par un Gouvernement étranger et les points ● aux essais faits par la Marine française.)
	B Sans économiseur. (Faits par la maison Belleville.)
	C Charbon brûlé à l'heure par mètre carré de grille avec économiseur. Échelle : 1 ^{mm} pour 1 ^{kg} .
Température des gaz. Échelle : 1 ^{mm} pour 4°.	D Avant économiseur.
	E Après économiseur.
	F Réchauffement de l'eau d'alimentation. Échelle : 1 ^{mm} pour 4°.
Augmentation de rendement du générateur avec économiseur. Échelle : 4 ^{mm} pour 100.	G Augmentation de rendement total $\frac{A - B}{B}$.
	H Augmentation due au réchauffement seul de l'eau dans l'économiseur.
	I Augmentation due à l'amélioration de la circulation dans le générateur.

Chiffres relevés sur le diagramme.

Vapeur par mètre carré GH.	Vapeur par kilogramme de charbon		Augmentation en pour 100 de la vaporisation. G.	Charbon brûlé par mètre carré GH. C.	Température des gaz		Réchauffement de l'eau. F.
	avec économiseur. A.	sans économiseur. B.			avant économiseur. D.	après économiseur. E.	
700	10,00	9,00	11,11	70,0	369,5	175 ⁰	65 ⁰
800	9,82	8,58	14,45	81,6	401,5	196	70
900	9,66	8,19	17,95	93,4	435	218,5	75
1000	9,48	7,83	21,07	105,5	469,5	241,5	80,5
1100	9,34	7,51	24,36	117,7	504	266	87
1200	9,2	7,21	27,60	130,3	539	292	93,5
1300	9,07	6,95	30,5	143,2	575	318,5	101
1400	8,95	6,71	33,38	156,4	613	345	109,5
1500	8,85	6,5	36,15	169,7	652	373	119



des résultats de nos essais officiels, nous les avons portés en courbe de la manière suivante :

La production de vapeur par kilogramme de charbon a été portée en ordonnées et la production totale par mètre carré de surface de grille en abscisses. Nous avons choisi ces abscisses parce que la production de vapeur, étant précisément ce qu'on se propose de réaliser, caractérise immédiatement la puissance de la chaudière.

La courbe A (*voir* p. 283) passant par les points de la première série d'essais s'écarte très peu, soit en plus, soit en moins de ceux de la deuxième série. On peut donc considérer tous ces essais comme absolument concordants.

La courbe C donne la quantité de charbon brûlé par mètre carré de surface de grille correspondant à la production de vapeur.

Les courbes D et E sont les températures des gaz avant et après l'économiseur; la courbe F est l'augmentation de la température de l'eau d'alimentation, c'est-à-dire la différence entre les températures de cette eau avant et après l'économiseur.

A titre de comparaison on a tracé, de la même manière que A, la courbe B qui représente la moyenne des résultats des nombreux essais de vaporisation faits antérieurement, dans nos ateliers, sur des générateurs du type ordinaire, ayant même diamètre de tubes que notre générateur d'essai à économiseur.

Au moyen de ces données, nous avons déterminé, d'une part, l'augmentation totale de rendement du nouveau générateur par rapport à l'ancien, et, d'autre part, la partie de cette augmentation de rendement due uniquement au réchauffement de l'eau d'alimentation et la partie provenant de l'amélioration de la circulation dans les éléments générateurs.

Les ordonnées de la courbe G sont les valeurs de l'augmentation totale de rendement $\frac{A - B}{B}$ pour les diverses valeurs de la production de vapeur par mètre carré de grille.

Les ordonnées de la courbe H sont les rapports $\frac{h}{B}$, h étant le nombre de kilogrammes de vapeur à la pression de la chaudière, qui contiennent le nombre de calories fournies à l'eau d'alimentation par l'économiseur. C'est donc l'augmentation de rendement due uniquement au réchauffage de l'eau.

Enfin, la courbe I a été obtenue en faisant les différences $G - H$; c'est la partie de l'augmentation du rendement due à l'amélioration de la circulation dans le générateur.

Cette dernière partie est considérable; elle augmente avec l'activité de la combustion jusqu'à devenir égale à l'économie provenant du réchauffement de l'eau. De ce que la courbe I s'élève en même temps que la combustion augmente, on peut conclure que notre générateur d'essai est susceptible de supporter une chauffe et une production encore plus actives. Nos essais actuels s'arrêtent à une combustion de 175^{kg} de charbon par mètre carré de grille,

donnant 1529^{kg} de vapeur par heure, 8^{kg},88 par kilogramme de charbon et 48^{kg} par mètre carré de surface de chauffe.

Nous poursuivrons prochainement ces essais.

Comparaison avec les chaudières cylindriques. — Il était intéressant de comparer les nouveaux générateurs aux chaudières cylindriques marines.

Dans ce but, nous avons tracé les diagrammes de la page 287 en portant en ordonnées les vaporisations par kilogramme de charbon ramenées uniformément à 100° pour tenir compte, dans la mesure du possible, des différences de température de l'eau d'alimentation et de la pression des différentes chaudières essayées.

Les abscisses sont les vaporisations par mètre carré de surface de chauffe, choisies également pour tenir compte des différences de constitution des chaudières.

Les essais de vaporisation des chaudières du *Jean-Bart*, de l'*Isly* et du *Suchet* ont été faits à l'établissement d'Indret. Ceux de l'*Hermione* ont été faits par l'Amirauté anglaise en 1894 et publiés par l'*Engineering* du 21 décembre de la même année.

Les chaudières du *Jean-Bart*, de l'*Isly* et de l'*Hermione* sont du type cylindrique à retour de flammes; celles du *Suchet* sont du type *Amirauté* à flamme directe.

Le diagramme a été complété par le tracé des courbes du charbon brûlé par mètre carré de surface de grille et par mètre carré de surface de chauffe.

Un simple examen du diagramme en question montre que les générateurs Belleville avec économiseurs ont un rendement nettement supérieur à celui des chaudières cylindriques marines, ainsi que nous l'avions indiqué au début de la présente Note.

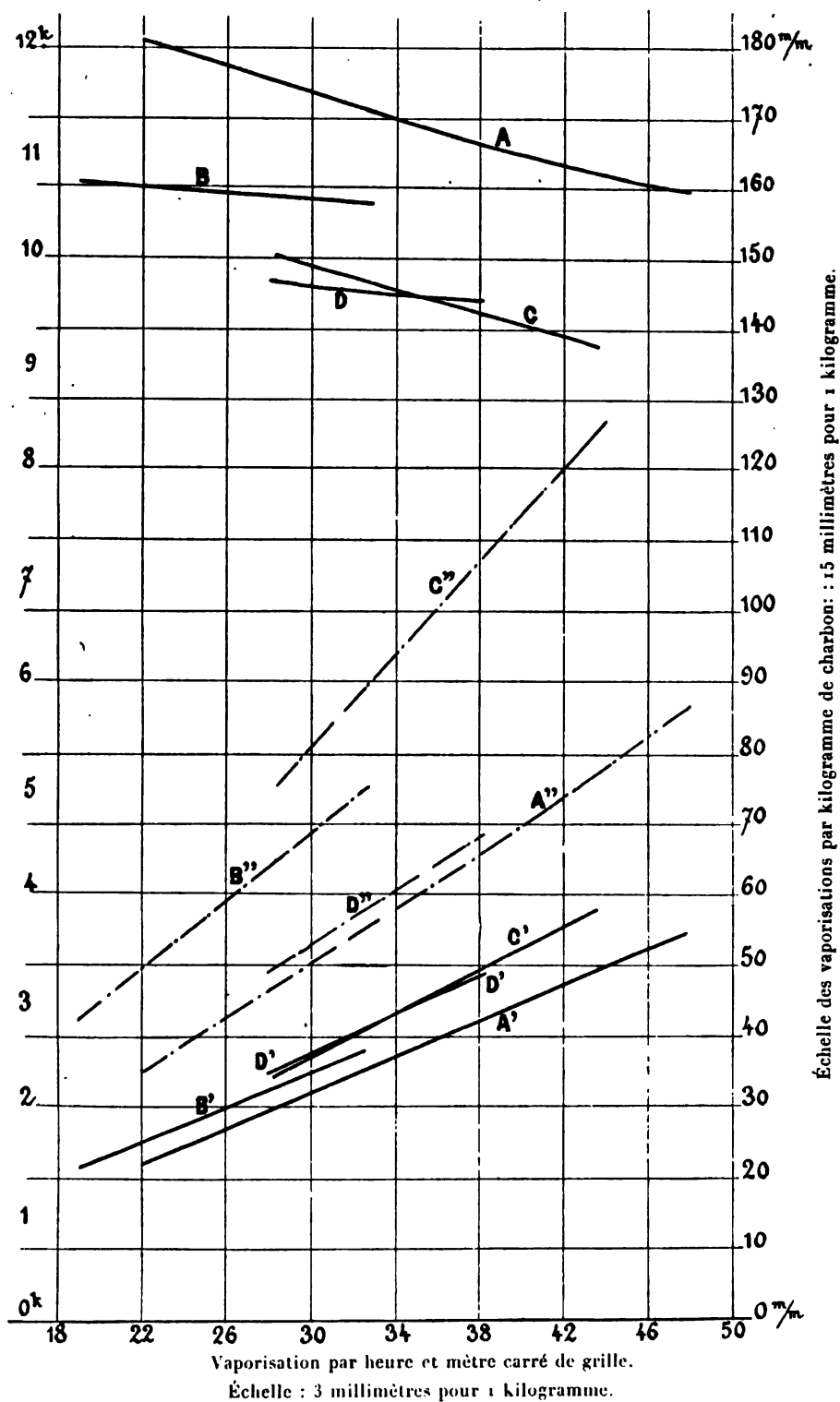
DÉSIGNATION DES COURBES.

Vaporisation par kilogramme de charbon ...	{	A	Générateurs Belleville avec économiseurs.
		B	<i>Isly et Jean-Bart</i> (cylindrique à retour de flammes). 2 foyers.
		C	<i>Suchet</i> (cylindrique à flamme directe). 2 foyers.
		D	<i>Hermione</i> , croiseur anglais (cylindrique à retour de flammes). Échelle 15 ^{mm} pour 1 ^{kg} .
Charbon brûlé par heure et mètre carré de chauffe.....	{	A'	Générateurs Belleville.
		B'	<i>Isly et Jean-Bart</i> .
		C'	<i>Suchet</i> .
		D'	<i>Hermione</i> . Échelle 10 ^{mm} pour 1 ^{kg} .
Charbon brûlé par heure et mètre carré de grille.	{	A''	Générateurs Belleville.
		B''	<i>Isly et Jean-Bart</i> .
		C''	<i>Suchet</i> .
		D''	<i>Hermione</i> . Échelle 0 ^{mm} ,5 pour 1 ^{kg} .

Résultats des essais d'après lesquels ont été tracées les courbes du diagramme.

Surface		Vapeur par		Charbon brûlé par		Température de l'eau d'alimen- tation.	Pression de la vapeur.
de grille.	de chauffe.	heure et m. carré de chauffe.	kilogr. de charbon.	m. carré de chauffe.	m. carré de grille.		
Générateurs Belleville. }	4,02	127,85	22,42	10,23	2,191	69,65	13 ⁰
			26,61	9,74	2,732	86,91	20
			29,37	9,46	3,104	98,69	13
			34,75	9,33	3,720	118,30	20
			41,00	9,18	4,464	142,04	13
<i>Isly et Jean- Bart</i> }	6,85	272,53	48,11	8,82	5,449	173,40	20
			18,95	8,92	2,124	84,5	»
			32,6	8,65	3,770	150	15
			33,1	8,78	3,770	150	»
<i>Suchet</i>	4,36	190,06	28,28	8,22	3,441	150	»
			36,24	7,9	4,588	200	10
			42,14	7,35	5,735	250	»
<i>Hermione</i> ..	12,83	360,00	43,86	7,62	5,735	250	»
			28,08	8,02	3,472	97,40	10
			38,14	7,85	4,860	136,36	»

Vaporisation par kilogramme de charbon de différents types de chaudières,
l'eau prise à 100° étant transformée en vapeur à 100°.



Fonctionnement en service. — On pourrait craindre qu'il ne présentât des inconvénients en service courant, soit par suite de difficultés de nettoyage intérieur et extérieur des économiseurs, soit par suite d'élévations anormales de pression dans les économiseurs au moment de stoppages brusques ou de ralentissement de la chauffe.

L'expérience a montré que ces craintes n'étaient pas fondées.

La première installation de générateurs de notre nouveau type comportant 18^mq, 75 de grille a été mis en service en mars 1895 à la Station centrale d'Électricité de l'avenue Trudaine, à Paris, appartenant à la Compagnie continentale Edison. Elle n'a pas cessé, depuis cette époque, de fonctionner d'une manière entièrement satisfaisante, sans donner lieu à la moindre difficulté de marche, malgré les à-coups assez vifs qu'ont à supporter les appareils des stations centrales.

Cette première installation a été suivie cette année, dans la même Compagnie, de deux nouvelles comportant ensemble 43^mq, 75 de grille.

Une autre station centrale, celle du quai Jemmapes, appartenant à la Société parisienne de l'Air comprimé, a en service, depuis janvier 1896, deux groupes de 19^mq, 68 chacun, qui ont donné également toute satisfaction. Deux nouveaux groupes de la même puissance sont en cours d'exécution pour la même usine. A la raffinerie Lebaudy frères, des générateurs du même type ont également un fonctionnement satisfaisant. On peut donc dire que les nouveaux appareils ont fait leurs preuves en service courant, dans des conditions souvent sévères.

La première installation à bord est celle du *Laos*, le grand paquebot à deux hélices de la Compagnie des Messageries maritimes, qui fera ses essais dans les premiers mois de 1897. Le paquebot n° 109 de la même Compagnie, identique au *Laos*, aura aussi les mêmes générateurs.

Comme type d'installation des nouveaux générateurs sur des bâtiments de mer, nous donnons quatre dispositions (*Pl. XI, XII, XIII et XIV*) qui s'appliquent au plus grand nombre de cas qui puissent se présenter. La *Pl. XI* représente un groupe des derniers grands navires de guerre anglais mis en chantier en 1896 : les cinq cuirassés d'escadre, type *Canopus*, et les quatre croiseurs de première classe, type *Amphitrite*.

Le poids par mètre carré de grille d'un groupe de générateurs, représentés sur les *Pl. XIII et XIV*, varie de 5500^{ks} à 6200^{ks} suivant que les générateurs groupés sont plus ou moins nombreux, qu'ils ont un fond commun ou qu'ils sont séparés.

Les poids en question comprennent tout ce que l'on compte à l'article *Chaudières* dans les devis de poids de la Marine militaire, c'est-à-dire :

Chaudières principales complètes avec barreaux de grille et briquetage, cheminées, boîtes à fumée et conduits de fumée;

Épurateurs, détendeurs;

Pompes alimentaires;
Tuyautages des chaufferies;
Parquets et échelles des chaufferies;
Outillages, accessoires et rechanges;
Bouilleurs;
Bâches des pompes alimentaires;
Caisses à eau de chaux et filtres;
Machines de compression, ventilateurs des chaufferies;
Eau des chaudières et des économiseurs;
Eau des bâches et caisses d'alimentation comptée à raison de 2000^{kg} par 1000^{chx}.

En se reportant aux diagrammes ou au Tableau de la page 287, on voit que, sans dépasser les combustions, actuellement admises à bord des grands navires, de 140^{kg} à 150^{kg} de charbon par mètre carré de grille et par heure, le nouveau générateur peut produire 1300^{kg} à 1400^{kg} de vapeur par mètre carré de grille. D'autre part, une machine à triple expansion convenablement établie consomme actuellement moins de 7^{kg} de vapeur par cheval et par heure, même aux allures à outrance. Une telle machine, avec les nouveaux générateurs Belleville, pourra donc réaliser, pendant un essai à outrance de quatre heures, une puissance de 200^{chx} environ par mètre carré de grille en activité, la consommation de charbon par cheval et par heure étant de 700^{gr} à 800^{gr}.

Le poids de l'appareil évaporatoire étant, comme il a été dit ci-dessus, de 5500^{kg} à 6200^{kg} par mètre carré de grille, le poids par cheval ressort de 28^{kg} à 31^{kg}.

Tel est le résumé des principaux résultats d'essais obtenus avec *les nouveaux générateurs Belleville munis d'économiseurs et de chambres de combustion complémentaire*.

La comparaison entre les différents résultats d'essais donnés dans le cours du présent Mémoire accuse nettement la supériorité de ces derniers générateurs sur les anciens et sur les chaudières cylindriques employées par les Marines militaires.

Discussion du Mémoire de M. Godard.

M. NORMAND rappelle qu'il a fait des essais de rendement sur des économiseurs chauffés par les gaz du foyer et sur des réchauffeurs d'eau d'alimentation chauffés par la vapeur, et qu'il a constaté un très grand avantage à employer la vapeur, au point de vue de la transmission de la chaleur, et au point de vue du poids des appareils : la vapeur a un pouvoir calorifique cent fois plus grand que celui des gaz à même température ; sa tem-

pérature est cinq fois moindre que celle des gaz dans les conditions où on l'emploie; il reste donc, à l'avantage de la vapeur, un bénéfice de vingt pour un.

M. GODARD reconnaît la justesse de l'observation lorsqu'on ajoute simplement un réchauffeur à une chaudière; mais le but à atteindre avec les chaudières Belleville était double : supprimer les réinflammations et faire une économie. On l'a réalisé en distribuant différemment la surface de chauffe, et du même coup on a obtenu une amélioration dans la circulation.

M. BERTIN. — Antérieurement à cette installation, M. Godard avait déjà introduit un dispositif qui a également donné de bons résultats : c'est le brassage des gaz par des jets d'air.

M. MULLER demande à M. Godard si les nouvelles chaudières occupent moins de place en longueur que celles de l'*Armand-Béhic* et de la *Ville-de-la-Ciotat*, parce qu'il a constaté, en visitant ces paquebots, que les chaufferies ont une longueur inusitée. Cette question l'intéresse au point de vue de la sécurité de la navigation, et il ajoute qu'il a même cru devoir en saisir l'ancienne Commission de la sécurité de la navigation, dont il faisait partie.

M. GODARD répond que de toute façon on gagnera en encombrement horizontal par suite de l'augmentation de production des chaudières, et que d'ailleurs, sur les nouveaux paquebots des Messageries maritimes, les chaudières sont placées en travers, ce qui permet de placer une cloison transversale supplémentaire.

M. MULLER demande s'il est vrai que les tubes de niveau d'eau ne servent pas et que les chauffeurs alimentent « à vue de nez ». — M. GODARD répond que cela se fait, en effet, malgré les instructions précises données au personnel, mais que les tubes de niveau donnent des indications très précises.



ÉTUDE

CONCERNANT

CERTAINS ACIERS SPÉCIAUX,

PAR M. ABRAHAM,
Ingénieur des Constructions navales.

I. — Généralités sur l'emploi du nickel et du chrome dans les aciers.

De l'emploi du nickel et du chrome dans les aciers à blindages.

Le chrome est, en date, le premier métal qu'on ait songé à introduire dans les aciers tels que les aciers à blindages, pour allier une certaine malléabilité à la dureté nécessaire. Dès l'année 1878, l'usine Holtzer a fourni à la Marine des tôles en acier chromé de 4^{mm} et 15^{mm}, destinées à protéger les servants des canons. Ces tôles, quoique très dures, devaient pouvoir être pliées à froid sur un mandrin dont les deux faces étaient raccordées par une partie cylindrique d'un rayon égal à leur épaisseur.

Dès l'année 1888, l'usine Saint-Jacques, à Montluçon, a cherché à améliorer la qualité des aciers à blindages proprement dits par des additions de chrome. A cette époque, elle a fabriqué et expérimenté, à titre d'étude, une série de plaques d'acier de duretés graduées, et, dès 1889, une de ces nuances d'acier à base de chrome fut appliquée à la fabrication des blindages minces des cuirassés grecs *Spetzia* et *Hydra*.

Les deux plaques d'épreuve de ces fournitures, essayées à Gâvres, obtinrent, le 20 juin et le 12 décembre 1889, la mention *satisfaisante* n° 4. La teneur en carbone de ce métal ne dépassait pas 0,45 pour 100, et la dureté, d'ailleurs assez faible, était obtenue par une teneur en chrome de 1,80 pour 100 en moyenne.

A cette époque, l'introduction des blindages minces dans la protection des navires augmenta notablement les rigueurs de l'essai de tir; le calibre du projectile employé pour le tir était, en effet, relativement plus élevé pour les plaques minces que pour les plaques de 20^{cm} d'épaisseur et au-dessus. L'im-

possibilité d'employer le métal mixte, démontrée par l'essai d'une plaque d'étude de 10^{cm} fabriquée par MM. Marrel frères, la médiocrité des résultats donnés par l'acier au carbone ont conduit à la recherche des aciers spéciaux obtenus par l'introduction dans le métal ordinaire au carbone et au manganèse de métaux étrangers tels que le nickel et le chrome.

Depuis quelque temps déjà, l'attention des métallurgistes avait été appelée sur l'augmentation de ténacité produite par l'introduction dans l'acier de proportions variables de nickel.

C'est le Creusot qui, le premier, a essayé l'emploi de ce métal dans la fabrication des blindages, et, dès la fin de 1888, il a exécuté en nickel-acier les lots A et B de la ceinture mince du *Dupuy-de-Lôme*. Nous ne connaissons pas la composition moyenne des plaques de ces lots, mais nous avons l'analyse de deux plaques supplémentaires expédiées à Gâvres en vue d'essais comparatifs en 1890, analyse qui est donnée ci-après :

	Pour 100.
Carbone.....	0,29
Silicium.....	0,16
Soufre.....	0,02
Phosphore.....	0,036
Manganèse.....	0,53
Nickel.....	2,36

Toutes ces plaques ont été trouvées au tir très brisantes et n'ont donné que des résultats médiocres.

Le Creusot continua cependant dans cette voie, et son nickel-acier (à 5 pour 100 de nickel, croyons-nous) triompha en octobre 1890 au Concours international d'Annapolis (Amérique), où la plaque de ce métal fut essayée concurremment avec une seconde plaque en acier ordinaire au carbone, également fournie par le Creusot, et avec une plaque compound fabriquée par MM. Cammell et C^{ie}, de Sheffield. La plaque nickel-acier de 265^{mm} a supporté presque sans fentes le tir de quatre projectiles en acier de 152^{mm}, 4 de calibre, d'une force vive égale à 1,189 de la force vive nécessaire à la perforation d'une plaque de fer de même épaisseur, tirés au sommet d'un rectangle de 0,61 × 1,22, et d'un cinquième projectile de 203^{mm} tiré au centre avec une force vive égale à 1,488 de la force vive nécessaire à la perforation de la plaque en fer.

En présence de ces résultats remarquables, la Marine française commanda au Creusot, par marché du 7 janvier 1891, deux plaques d'acier-nickel de 250^{mm} et de 265^{mm}, pour les essayer à Gâvres. Ces plaques, tirées en juillet 1891, ont été trouvées équivalentes aux meilleures plaques en acier essayées jusqu'à cette époque, mais elles ne paraissaient pas présenter de supériorité marquée sur ces dernières. Cependant le brillant succès d'Annapolis avait porté ses fruits, et, l'émulation aidant, toutes les usines à blindages entrèrent simultanément dans la voie des aciers spéciaux.

L'usine de Saint-Chamond traita, en septembre 1891, pour la fourniture à Gâvres de deux plaques en métal spécial, de mêmes épaisseurs que celles du Creusot. Les usines de Montluçon et de MM. Marrel frères ne tardèrent pas à traiter pour une fourniture identique. Ainsi qu'on le verra par le Tableau donné plus loin, l'usine de Montluçon s'en était tenue, comme pour le blindage des cuirassés grecs fabriqués en 1888, à une addition de chrome; les deux plaques de cette usine ne présentaient pas tout à fait la même composition, et elles avaient été soumises à un traitement très différent, de sorte que la charge à la rupture était de 45^{ks} environ pour l'une et de 67^{ks} environ pour l'autre. Les plaques de Saint-Chamond et de l'usine Marrel avaient sensiblement même composition chimique, et il y entraient à la fois du nickel et du chrome.

Les plaques de Montluçon et de l'usine Marrel, soumises à l'essai ordinaire, reçurent la note n° 3 *bonne*; mais elles furent trouvées inférieures aux plaques du Creusot. La plaque de Saint-Chamond au contraire obtint la mention 6 à l'essai ordinaire, et sa vitesse de perforation fut évaluée à 11,9 pour 100 de plus que celle de l'acier à blindages ordinaire de même épaisseur.

En 1892, on essaya également à Sevran-Livry six plaques de 72^{mm} en acier spécial fournies par les usines de Saint-Chamond, de Rive-de-Gier, de Montluçon, du Creusot, de Saint-Étienne et d'Unieux, et, sur ces six plaques, quatre supportèrent sans aucune fente douze coups de canon de 65^{mm}, dont deux au moins à la vitesse de perforation déterminée par le tir. Ces essais mirent donc en relief d'une manière très saisissante pour ce métal l'absence de fissilité jointe à une grande résistance à la perforation. Depuis cette époque, toutes les usines ont adopté d'une manière générale l'acier au nickel et au chrome qui avait donné les meilleurs résultats au tir.

Le Tableau ci-après donne avec l'analyse chimique les résultats des essais mécaniques fournis par divers aciers spéciaux à blindages renfermant soit du nickel, soit du chrome, soit ces deux métaux simultanément.

NATURE du métal.	COMPOSITION CHIMIQUE.					PROVENANCE des barrettes et barreaux.	TRAITEMENT SUBI par le métal.	ESSAIS A LA TRACTION.			
	C.	Si.	Mn.	Cr.	Ni.			Sens des barrettes.	Diagramme primitif.	Section primitive.	Limite d'élasticité en kilogrammes par millim. carré.
Acier ordinaire à blindages.	0,45	0,20	0,50	0	0	Plaque 32 B de la ceinture du <i>Char-</i> <i>ner</i> (Saint-Cha- mond).	Plaque laminée, trempée à l'eau au rouge cerise, et recuite au rouge sombre.	en long en travers	13,9 13,6	151,7 145,3	40,1 41,2
Acier ordinaire à blindage à forte teneur en manganèse.	0,442	0,185	0,815	0	0	Plaque 2 A des blindages des tou- relles de 30 ^m du <i>Charles - Martel</i> (Le Creusot).	Plaque laminée, trempée une pre- mière fois à l'huile à 900°, et une se- conde fois à l'huile à 400°, recuite à 350°.	en long en travers	13,8 13,8	149,6 149,6	37,6 37
Nickel-acier sans chrome à 2,5 pour 100 de nickel environ.	"	"	"	"	"	Plaque d'essai du lot A de la cein- ture cuirassée du <i>Dupuy-de-Lôme</i> , expédiée en fé- vrier 1890 (Le Creusot).	Plaque martelée et laminée sans trempée ni recuit.	en long en travers	13,8 13,85	149,6 150	30 29
d°	"	"	"	"	"	d°	Plaque martelée, laminée, trempée deux fois à l'eau à 950°, trempée une troisième fois au rouge naissant.	en long en travers	13,8 13,8	149,6 149,6	49 48,7
Acier au chrome.	0,45	"	"	1,80	0	Plaque d'essai des blindages minces d'un cuirassé grec (Montluçon).	"	en long en travers	13,95 13,9	152,8 151,7	45,1 43,5
Acier au chrome.	0,34	0,10	0,30	1,30	0	Plaque d'étude de 265 ^{mm} d'épaisseur expédiée par Montluçon le 22 mars 1892.	Plaque laminée, trempée à l'eau au jaune, recuite au rouge cerise.	en long en travers	13,9 13,9	151,7 151,7	36,3 25
Acier au chrome.	0,46	0,16	0,43	1,53	0	Plaque d'étude de 250 ^{mm} d'épaisseur expédiée par Montluçon en no- vembre 1892.	Plaque martelée à la presse, trempée à 900° dans un bain de plomb fondu, recuite à 700° environ.	en long en travers	13,85 13,8	150 149,6	48,7 48,5
Acier au chrome.	0,30	"	0,55	0,70	0	Plaque N B ^d n° 3 des parties mo- biles des tourelles du <i>Jauréguiberry</i> (Montluçon, 1891).	Plaque laminée, trempée au plomb, recuite au rouge cerise naissant.	en long en travers	13,8 13,8	149,6 149,6	28,7 25,4

ESSAIS A LA TRACTION.						ESSAIS DE CHOC.									
Charge à la rupture en kilogrammes par millim. carrés.	Allongement pour 100 à la rupture.	Diamètre à la rupture.	Section de rupture s. mm²	Dirction $\frac{1-s}{s} \times 100.$	OBSERVATIONS.	Sens des barreaux	FLÈCHES EN MILLIMÈTRES APRÈS LE						Angle de rupture au pilon.	OBSERVATIONS.	
							5° coup.	10° coup.	15° coup.	20° coup.	25° coup.	30° coup.			
69,8	17	9,3	67,9	55	Moyenne de deux barrettes.	en long	14,5	26	32,5	38,5	43	46	180°	Côté haut du lingot.	
69,5	15,7	10	78,34	46	Moyenne de deux barrettes.	en travers	14,5	26	33	33	43	46	180	Côté bas du lingot.	
62,1	20,8	9,2	66,5	55	Moyenne de quatre barrettes.	en travers	12,6	23	34,2	42	49	"	90	Côté haut du lingot.	
65,8	19	10,5	86,6	42	Moyenne de deux barrettes.	en travers	13,5	26,2	35,8	44,2	52	"	108	Côté bas du lingot.	
56,5	23	9,7	73,9	50	Moyenne de deux barrettes.	en long	17	27	39	43	45	"	133	Côte bas du lingot.	
54,9	21,5	10,9	93,3	37	Moyenne de deux barrettes.	en travers	20	31,5	44	46	50	"	150	Côté bas du lingot.	
70	20,2	9,1	65	57	Moyenne de six barrettes.	en long	10,4	17,7	26,5	30	36	41	155	Côté bas du lingot.	
						en long	8,2	15,8	20,5	25	28	36	85	Côté haut du lingot.	
69,8	17,4	9,8	75,4	49	Moyenne de six barrettes.	en travers	13,8	18	25,5	29	32	37	84	Côté bas du lingot.	
						en long	10	17,8	24	"	"	"	Cassé au 19° coup.	Côté haut du lingot.	
61,8	19,5	8,7	59,4	61	Moyenne de deux barrettes.	en long	"	"	"	41	"	51	100	A partir du 23° coup, la hauteur de chute a été portée à 3m,50.	
60	16	10,1	80,1	47	"	en travers	"	"	"	42	"	51	100	"	
45,4	27,7	8,9	62,2	59	Moyenne de deux barrettes.	en long	"	"	"	61	"	"	Plie à bloc sans criques.	Côté haut du lingot.	
43,5	29	8,8	60,8	60	Une seule barrette, la seconde ayant présenté un défaut.	en travers	"	"	"	57	"	"	"	"	
68,9	16	10,45	85,5	43	Moyenne de deux barrettes.	en long	13	"	32	"		48	100	Cassé au 22° coup.	
66,8	15,8	11,4	102	32	"	en travers	13	"	34	41					
55,5	24	9,7	73,9	50	Une seule barrette.	en	20	34	48	58			180		
50,2	25	9,5	70,9	52	Une seule barrette.	travers									

NATURE du métal.	COMPOSITION CHIMIQUE.					PROVENANCE des barrettes et barreaux.	TRAITEMENT SUBI par le métal.	ESSAIS A LA TRACTION.			
	C.	Si.	Mn.	Cr.	Ni.			Sens des barrettes.	Diamètre primitif.	Section primitive s.	Limite d'élasticité en kilogrammes par millim. carré.
Acier au nickel et au chrome.	0,24	0,03	0,43	0,19	1,700	Plaque d'étude de Saint-Chamond essayée à Sevrans- Livry en 1892.	Plaque laminée, trempée à l'eau, et recuite.	en long	13,8	149,6	60,4
								en travers	13,8	149,6	61
Acier au nickel et au chrome.	0,26	traces	0,25	0,65	2,000	Plaque d'étude de Rive-de-Gier es- sayée à Sevrans- Livry en 1892.	Plaque laminée, trempée à l'eau, et recuite.	en long	13,7	147,4	"
Acier au nickel et au chrome.	0,30	0,05	0,14	0,80	2,40	Plaque d'étude de 265 ^{mm} d'épaisseur expédiée par Saint - Chamond (fin 1892).	Plaque martelée, laminée, recuite à 900°, trempée à l'eau et recuite.	"	"	"	51
Acier au nickel et au chrome.	0,40	0,04	0,15	0,75	2,45	Plaque d'étude de 250 ^{mm} d'épaisseur expédiée par Saint - Chamond (fin 1892).	"	"	"	"	54
Acier au nickel et au chrome.	0,38	"	0,49	0,76	2,38	Plaque des mas- ques pour canons de 10 ^{cm} du <i>Bou- vines</i> (Montluçon, 1895).	Plaque laminée, trempée à l'eau au rouge cerise bien clair, recuite au rouge sombre avancé.	en long	13,8	149,6	67,9
								en travers	13,8	149,6	58,7
Acier au nickel et au chrome.	0,31	"	0,35	0,45	2,05	Plaques d'entourage des panneaux du <i>Carnot</i> à Rive-de- Gier, 1894.	Plaque laminée, trempée à l'eau au rouge cerise, recuite au rouge sombre naissant.	en travers	13,7	147,4	56,3
Acier au nickel et au chrome.	0,52	0,18	0,28	0,75	1,80	Plaque d'essai des tambours blindés du pont du <i>Charles - Martel</i> (Saint - Étienne, 1894).	Plaque laminée, re- cuite avant trempe au rouge cerise clair, trempée à l'eau au rouge cerise, et recuite au bois brûlant.	en long	13,8	149,6	40,7
								en travers	13,9	151,7	40,8
Acier au nickel et au chrome.	0,43	0,10	0,12	0,62	2,000	Plaque 1 ^N B ⁴ des parties fixes des masques pour ca- nons du <i>Friant</i> (Le Creusot, 1894).	Plaque laminée, trempée à l'eau au rouge cerise, et recuite au rouge sombre.	en long	13,8	149,6	67,7
								en travers	13,8	149,6	64,7
Acier au nickel et au chrome.	0,33	0,14	0,39	0,504	2,54	Plaque des tou- relles fixes de 30 ^{cm} du <i>Carnot</i> , à Saint - Chamond (1895).	Plaque laminée, trempée à l'eau au rouge cerise, re- cuite au rouge sombre.	en travers	13,8	149,6	54,1

(¹) Analyse de l'École des Mines de Saint-Étienne.

ESSAIS A LA TRACTION.						ESSAIS DU CHOC.								
Charge à la rupture en kilogrammes par millim. carré.	Allongement pour 100 à la rupture.	Diamètre à la rupture.	Section de rupture s'.	Striction $\frac{s-s'}{s} \times 100.$	OBSERVATIONS.	Sens des barreaux.	FLÈCHES EN MILLIMÈTRES APRÈS LE						Angle de rupture au pilon.	OBSERVATIONS.
							5° coup.	10° coup.	15° coup.	20° coup.	25° coup.	30° coup.		
75	13,2	9,1	65	56	Moyenne de six barrettes, deux au cœur, quatre à la surface.	"	"	"	"	"	"	"	"	
76,9	13,81	9	63,6	57	"	"	"	"	"	"	"	"	"	
65,5	19,3	7,95	49,6	66	Moyenne de quatre barrettes.	en long	12	21	29	38	43	50	Plié à bloc sans cri- ques.	Côté bas du lingot.
						en long	12	22	31	40	47	52	"	Côté haut du lingot.
66	18	"	"	"	Moyenne des es- sais de traction indiquée par l'u- sine.	"	"	"	"	"	"	"	Plié à bloc sans cri- ques.	
80	15	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	"	175°	
80,6	18,5	8,5	56,7	62	Moyenne de deux barrettes.	en travers	13	24	33	37	43	"	130°	Côté haut du lingot.
75,1	18	9,4	69,4	53		en travers	14	22	29	35	40	"	Plié à bloc sans cri- ques.	Côté bas du lingot.
68,8	17,7	8,7	59,4	59	Moyenne de deux barrettes.	en travers	14	23	32	39	"	"	145	Côté haut du lingot.
						en travers	12	20	27	36	"	"	115	Côté bas du lingot.
69,3	20,7	8,9	62,2	58	Moyenne de quatre barrettes.	en long	15	25	35	44	50	"	Plié à bloc sans cri- ques.	Côté bas du lingot.
68,6	20,5	9,5	70,9	53	"	en long	13	23	33	42	49	52	180	Côté haut du lingot.
84,3	15,8	9,8	75,4	50	Moyenne de deux barrettes.	en long	7,5	14	29	"	"	"	"	Côté haut du lingot.
81,7	15	10,6	88,2	41	Une seule bar- rette.	en travers	9	16	22	"	"	"	"	Côté bas du lingot.
73,9	16,5	10,9	93,3	37	Moyenne de six barrettes.	en travers	10,5	18	24	29	33,5	38	133	Côté haut du lingot.
						en travers	13	21	29	34	38,5	43	161	Côté bas du lingot.

Les résultats des essais mécaniques sont en somme assez variables; même pour de faibles différences dans la composition chimique, ces résultats dépendent essentiellement du traitement subi par le métal, et des variations, même peu sensibles, dans les températures de trempe et de recuit peuvent modifier assez sérieusement les propriétés mécaniques.

Ce qui ressort le plus nettement du Tableau précédent, c'est la valeur élevée de la limite élastique comparée à la charge de rupture.

Ainsi, avec une charge de rupture voisine de 70^{ks}, on a, pour l'acier ordinaire à blindages, une limite élastique de 40^{ks} seulement; tandis que l'acier au chrome de la plaque de 250^{mm} de Montluçon essayée en 1892 a donné près de 50^{ks}, et l'acier au nickel et au chrome des plaques d'entourage du *Carnot*, à Rive-de-Gier (1894), a donné 56^{ks}.

En outre, la striction dépasse parfois 60, même pour une charge de rupture de 80^{ks} (plaques des masques pour canons de 10^{cm} du *Bouvines* (Montluçon, 1895).

Enfin les essais de choc font ressortir, en général, peu de fragilité et une grande malléabilité; on obtient, en effet, assez fréquemment pour l'acier au nickel et au chrome, à 70^{ks} de résistance, des pliages à bloc sans criques sur les barreaux de choc réglementaires.

Nous possédons peu de résultats d'expériences permettant de mettre en évidence les effets de la trempe et du recuit sur le métal spécial à blindages au nickel et au chrome. Nous pouvons donner cependant les résultats des essais mécaniques pratiqués après les diverses opérations de forge sur les deux plaques d'étude envoyées à Gâvres, en 1892, par l'usine de Rive-de-Gier.

Ces plaques présentaient une teneur en carbone voisine de 0,40 pour 100, une teneur en chrome voisine de 0,80 pour 100 et une teneur en nickel d'environ 2,5 pour 100. Elles ont été obtenues par un martelage au pilon de 50 tonnes, suivi d'un laminage en long et en travers. La plaque de 265^{mm} a été recuite au rouge cerise. Elle a été ensuite trempée à une température de 900° dans une bache contenant de l'eau à 65°; la température maxima de l'eau a atteint 82° et, pendant toute la durée de la trempe, on a fait couler un jet d'eau froide de chaque côté de la plaque. La plaque a été ensuite recuite à 550°. Les essais mécaniques ayant fait ressortir un excès de dureté, on a procédé à un deuxième recuit à 575°. Enfin, le dressage opéré à la presse hydraulique a nécessité une température de 550°. La plaque de 250^{mm} a été trempée sans aucun recuit préalable dans une bache contenant de l'eau à 75°; cette opération a été suivie de deux recuits, dont le dernier a servi pour le dressage à la presse.

Le Tableau suivant donne les résultats des essais de traction pratiqués sur les deux plaques avant la trempe, après la trempe et le premier recuit après le deuxième recuit.

DÉSIGNATION des plaques et des opérations subies.		SENS ET POSITION des barrettes.	DIAMÈTRE en millimètres.	SECTION en millimètres carrés s .	CHARGE à la rupture en kilogrammes par millimètre carré.	ALLONGEMENT pour 100 en millimètres.	CALIBRE à la rupture en millimètres.	SECTION de rupture en centimètres carrés s' .	STRICTION $\frac{s-s'}{s} \times 100$.	OBSERVATIONS.
Plaque de 265 ^{mm} d'épaisseur	avant trempe	T	13,69	147,2	61,6	20,6	10,2	81,7	44	Moyenne de 4 barrettes.
		E	13,55	144,2	56,9	12	11,5	103,8	28	Une barrette.
	après trempe et 1 ^{er} recuit	LSB	13,70	147,4	78,7	9,5	9,3	67,9	54	Une barrette.
		LCB	13,70	147,4	80,7	11	11	95	35,5	Une barrette-soufflure.
		ESB	13,70	147,4	81,4	11	9,4	69,4	53	Une barrette.
		ECB	13,62	145,7	78,9	10	9,1	65	55	Moyenne de 2 barrettes.
		TSH	13,62	145,7	83,4	8,8	9,7	73,9	49	Id.
		TCH	13,60	145,1	82	11	10,4	84,9	41	Une barrette.
		ESH	13,62	145,7	78,3	10,7	10,3	83,3	43	Moyenne de 2 barrettes.
		ECH	13,70	147,4	31,4	12	9,6	72,4	51	Une barrette.
	après 2 ^e recuit	TH	13,47	142,5	76,6	14,6	9	63,6	55	Moyenne de 5 barrettes.
	avant trempe	T	13,77	148,9	59	23,2	9,8	75,4	49	Moyenne de 4 barrettes.
Plaque de 250 ^{mm} d'épaisseur	après trempe et 1 ^{er} recuit	LSB	13,67	146,8	73,5	13,2	9	63,6	57	Moyenne de 2 barrettes.
		LCB	13,65	146,2	71,8	15	9,2	66,5	54,5	Une barrette.
		ESB	13,65	146,2	72	8,7	11	95	35	Moyenne de 2 barrettes.
		ECB	13,65	146,2	71,1	10	11	95	35	Une barrette.
		TSH	13,71	147,6	83,9	9,3	9,8	75,4	49	Moyenne de 3 barrettes.
		ESH	13,60	145,2	75	5,5	12,8	128,7	11	Moyenne de 2 barrettes.
		ECH	13,70	147,4	76,6	9	10,3	83,3	43	Une barrette.
	après 2 ^e recuit	TH	13,75	148,5	71,2	15,9	9,54	71,5	52	Moyenne de 5 barrettes.

Nota. — Sens des notations adoptées.

- L. Longueur.
- E. Épaisseur.
- T. Travers.
- S. Surface.
- C. Cœur de la plaque.
- B. Pied du lingot.
- H. Tête du lingot.

Ce qui ressort plus particulièrement de ce Tableau, c'est que la trempe, en augmentant la résistance et en réduisant l'allongement, augmente cependant la striction. Or, la striction constitue un élément très important au point de vue des déformations locales du genre de celles qui se produisent au tir des plaques minces. C'est cette valeur élevée de la striction après trempe, jointe à une faible fissilité, qui explique la supériorité considérable de l'acier spécial au nickel et au chrome sur l'acier ordinaire au carbone pour la fabrication des blindages.

Nous pouvons citer également, au sujet de l'influence de la trempe sur les aciers à blindages au nickel et au chrome, les essais effectués sur la plaque d'essai des anneaux de la *Surprise*, fabriqués par l'usine de Saint-Étienne en 1895. Cette plaque obtenue par laminage a été recuite avant trempe au rouge cerise clair (950° environ), puis trempée deux fois dans l'eau à la même température et, enfin, recuite après trempe au rouge cerise naissant (800° environ).

Les Tableaux ci-après donnent les résultats des essais mécaniques effectués sur la plaque à l'état naturel et après toutes les opérations de forge.

Essais de traction.

	Sens dans lequel est découpée la barrette.	Diamètre.	Section s.	Limite élastique par millimètre carré.	Charge de rupture par millimètre carré.	Allongement pour 100 à la rupture mesuré sur 100 ^{mm} .	Calibre à la rupture.	Section après rupture s'.	Striction $\frac{s-s'}{s} \times 100$.
Plaque à l'état naturel.	en long....	13,8	149,6	37,4	62,1	21	9,7	73,9	50,6
	en travers....	13,7	147,4	37,3	63,7	18,5	10	78,5	46,7
Plaque trempée et recuite.	en long....	13,7	147,4	48,4	67,9	16,5	8,7	56,7	61,5
	en travers....	13,7	147,4	50,1	69,2	14	9,3	67,9	53,9

La trempe et le recuit ont donc augmenté beaucoup plus la limite élastique que la résistance à la rupture et, malgré une réduction très sensible de l'allongement à la rupture (4, 5 pour 100), la striction se trouve notablement augmentée.

Emploi du nickel dans les aciers à canons.

Le nickel a été employé souvent dans ces derniers temps pour améliorer le métal à canons. Nous pouvons citer, parmi les aciers-nickel appliqués à la fabrication des canons, le métal adopté par l'usine d'Imphy pour le nouveau matériel de la guerre et qui a la composition ci-après :

Carbone.....	0,30 à 0,50
Silicium.....	0,20 à 0,25
Soufre.....	0,01
Phosphore.....	0,015
Manganèse.....	0,38 à 0,42
Nickel.....	2,0 à 2,25
Chrome.....	0,0

D'après les renseignements que nous a fournis l'usine d'Imphy, ce métal se forge sans difficulté au rouge cerise un peu clair. Il donne, après recuit au rouge sombre, sur éprouvettes découpées dans le sens du travers :

Limite d'élasticité.....	35 ^{ks}	à	38 ^{ks}
Charge de rupture.....	55 ^{ks}	à	60 ^{ks}
Allongement.....	19	à	20 %

Après trempe au rouge cerise et recuit au bois flambant, on obtient sur les éprouvettes découpées également dans le sens du travers :

Limite d'élasticité.....	50 ^{ks}	à	52 ^{ks}
Charge de rupture.....	65 ^{ks}	à	70 ^{ks}
Allongement.....	19	à	17 %

Premières tentatives d'application des aciers à forte teneur en nickel.

Les premières tentatives d'application des aciers à forte teneur en nickel datent de 1885 et ont été faites d'abord par l'usine de Montataire; l'usine d'Imphy a repris ces expériences en 1887, pour le compte de la Société *Le Ferro-nickel*; mais les aciers étaient très carburés, et les résultats obtenus par l'introduction du nickel ne furent pas bien nets.

En 1888, M. James Riley, de Glasgow, s'est livré sur les aciers au nickel à une série d'essais méthodiques, qui ont fait, au printemps de 1889, l'objet d'une Communication au meeting de *The Iron and Steel Institute*. Nous résumons ci-après cette Communication très intéressante qui a été publiée *in extenso* par le journal *Iron*, dans son numéro du 10 mai 1889.

M. Riley expose d'abord que la fabrication industrielle des lingots d'acier-nickel au four Martin-Siemens, avec une composition fixée à l'avance d'une manière précise, ne présente aucune difficulté; le métal est très fluide et paraît bien homogène. A signaler cependant une retassure assez profonde dans les lingots les plus riches en nickel. Il convient de remarquer, en outre, que les rognures, les riblons et les scraps d'acier-nickel peuvent être refondus sans perte sensible de nickel et conservent, par suite, une valeur industrielle proportionnelle à leur teneur en nickel.

Le martelage et le laminage ne demandent pas de précautions particulières, sauf quand la teneur en nickel atteint 25 pour 100; dans ce cas, le chauffage ne peut être poussé aussi loin que pour l'acier ordinaire.

M. Riley présente les résultats d'une série d'essais mécaniques pratiqués sur des aciers à teneur variable en nickel, en carbone et en manganèse. Ces résultats sont donnés par les deux Tableaux ci-après :

TABEAU I. — Essais d'aciers à différentes teneurs en nickel.

ESSAIS DE TRACTION SUR LE MÉTAL																									
MARQUE.	COMPOSITION pour 100 de			COULÉ				COULÉ ET RECUIT.				LAMINÉ.				LAMINÉ ET RECUIT.				OBSERVATIONS.					
	Ni.	C.	Mn	Allongement		Striction pour 100.	Limite d'élasticité en kilogrammes par millim. carré.	Charge de rupture en kilogrammes par millim. carré.	Allongement pour 100 sur 200 ^{mm} .	Striction pour 100.	Limite d'élasticité en kilogrammes par millim. carré.	Charge de rupture en kilogrammes par millim. carré.	Allongement pour 100 sur 200 ^{mm} .	Striction pour 100.	Limite d'élasticité en kilogrammes par millim. carré.	Charge de rupture en kilogrammes par millim. carré.	Allongement pour 100 sur 200 ^{mm} .	Striction pour 100.							
1	1	0,12	0,58																						
2	2	0,9	0,5																						
3	3	0,35	0,57	31,16	51,93	2,6	5,6	37,78	54,93	"	2,5	9	49,42	80,27	"	20,3	37	44,07	76,34	"	20,3	42			
4	3	0,6	0,46	"	"	"	"	"	"	"	"	"	46,27	81,06	9	10,1	9	47,69	67,52	7,5	9	12			
5	4	0,87	0,5																						
6	4,7	0,22	0,23	"	"	"	"	"	"	"	"	"	39,51	63,75	17,75	3,34	42	44,07	63,90	20	25	44,8			
7	5	0,3	0,3	"	"	"	"	"	"	"	"	"	47,22	73,03	10	12,5	32,5	44,07	67,05	15	17,6	48,5			
8	5	0,5	0,34	"	"	"	"	"	"	"	"	"	48,95	81,83	14	15,6	14	51,15	73,66	13,5	14	17			
9	10	0,5	0,5																						
10	25	0,27	0,85	"	"	"	"	"	"	"	"	"	60,13	80,90	10,5	11,7	"	20,07	72,09	29	30	28,6			
11	25	0,82	0,52	"	"	"	"	"	"	"	"	"	34,63	74,92	43,5	47,6	60	23,77	66,26	40	45,3	43,6			
12	49	1,0	0,57	"	"	"	"	"	"	"	"	"	32,27	58,87	"	12	14	33,05	58,24	"	20	29			

Moyenne réduite par une pièce donnée sans un résultat inférieur.

Trop dur pour être usiné. Duesne un bon outil coupant quand il est trempé dans un courant d'air chaud.

TABLEAU II. — *Essais à la torsion.*

MARQUE.	NOMBRE de spires sur une longueur de 76 ^{mm} , 2 (3 pouces).	DIAMÈTRE DE LA BARRE 25 ^{mm} , 4 (1 pouce).		ÉTAT du métal.	COMPOSITION pour 100 de			OBSERVATIONS.
		LONGUEUR DU LEVIER 0,308 (1 pied).	POIDS EN KILOGR.		Ni.	C.	Mn.	
		Limite élastique.	Charge de rupture.					
1	1 $\frac{1}{2}$	388	838	martelé	1	0,42	0,58	Échantillon n° 1 du Tableau I (non recuit)
2	2 $\frac{1}{2}$	307	683	id.	5	0,3	0,3	" n° 7 "
3	1 $\frac{1}{4}$	301	784	id.	3	0,35	0,57	" n° 3 "
4	1 $\frac{1}{2}$	281	677	id.	4,7	0,22	0,23	" n° 6 "
5	2 $\frac{1}{4}$	251	704	id.	50	0,35	"	" "
6	3	231	884	id.	25	0,27	0,85	Échantillon n° 10 du Tableau I (non recuit)
1 R	1 $\frac{1}{4}$	316	820	recuit	1	0,42	0,58	" n° 1 du Tableau I (recuit)
2 R	2 $\frac{1}{2}$	296	673	id.	5	0,3	0,3	" n° 7 "
4 R	2 $\frac{1}{2}$	296	654	id.	4,7	0,22	0,23	" n° 6 "
6 R	5	163	952	id.	25	0,27	0,85	" n° 10 "
7	1 $\frac{1}{4}$	272	766	martelé	"	0,51	"	Acier Siemens à $\frac{1}{4}$ °.
8	1 $\frac{1}{4}$	272	769	id.	"	0,51	"	" 79°.
9	3 $\frac{1}{4}$	202	557	id.	"	"	"	" 47°.

On voit que, d'une manière générale, la présence du nickel dans l'acier semble augmenter notablement la limite d'élasticité et la charge de rupture sans réduire beaucoup l'allongement. Toutefois, les résultats donnés par l'échantillon n° 2 du Tableau I montrent qu'une proportion de nickel voisine de 10 pour 100 communique à l'acier une très grande dureté, malgré une teneur en carbone de 0,5 pour 100 seulement et une teneur égale en manganèse. Quand la teneur en nickel dépasse 10 pour 100 et croît jusqu'à 25 pour 100, la présence de ce métal combat l'action durcissante du carbone et augmente notablement l'allongement qui atteint près de 50 pour 100 avec une charge de rupture de 75^{kg} environ, malgré une teneur en carbone de 0,85 pour 100 (échantillon n° 11 du Tableau I). Enfin, si la proportion de nickel s'élève jusqu'à 50 pour 100, le métal perd de ses qualités.

Les essais à la torsion ont donné des résultats assez intéressants.

La colonne « Observations » donne le numéro de l'échantillon qui permet de se référer aux essais de traction. Les essais de torsion ont été faits sur l'acier simplement martelé et sur l'acier martelé et recuit; les échantillons sont classés dans les deux cas par ordre de mérite, et l'on a eu égard, pour cela, à la résistance à la rupture, à la limite élastique et à la ductilité telle qu'elle résulte du nombre de spires atteint par chaque barre. On voit que, pour obtenir de bons résultats, il n'est pas nécessaire de se servir d'aciers riches en nickel; l'acier à 1 pour 100 de nickel occupe la première place dans ces deux séries d'essais.

M. Riley a constaté que les aciers à haute teneur en nickel sont susceptibles de prendre un très beau poli; la couleur s'éclaircit à mesure que la proportion de nickel augmente.

La résistance à la corrosion de ces aciers est d'ailleurs très supérieure à celle de l'acier au carbone. Ainsi il résulte de nombreuses expériences que le rapport des temps nécessaires pour obtenir une même corrosion sur l'acier à 5 pour 100 de nickel et l'acier doux à 18 pour 100 de carbone atteint 10; si l'acier doux est remplacé par de l'acier à 0,40 pour 100 de carbone et 1,6 pour 100 de chrome, le même rapport s'élève à 87 et à 116. Ces résultats ont été obtenus par l'immersion des divers aciers dans l'eau acidulée par l'acide chlorhydrique.

Jusqu'à 5 pour 100 de nickel, les alliages peuvent être usinés assez facilement; au delà de cette teneur, l'usinage devient plus difficile. Les plus pauvres se poinçonnent très bien tant avant qu'après recuit. L'acier à 1 pour 100 de nickel soude assez bien; mais cette qualité diminue à mesure que la teneur en nickel augmente.

M. Riley termine son Mémoire par l'exposé des applications possibles des aciers-nickel.

En ce qui concerne l'acier à 25 pour 100 de nickel, il cite particulièrement les boîtes à feu des chaudières du type locomotive, les coques des torpilleurs pour lesquelles la légèreté et la résistance, jointes à une inoxydabilité à peu

près complète, présentent une importance capitale. Quant aux alliages dont la teneur en nickel est égale ou inférieure à 5 pour 100, ils pourraient être employés très avantageusement à la fabrication des arbres de machines et des pièces de forge diverses entrant dans la construction des navires. Enfin, ces derniers métaux, convenablement traités à la trempe et au recuit, paraissent susceptibles de donner d'excellents blindages.

Dès l'année 1888, M. Riley se rendait donc bien compte de l'avenir réservé aux aciers-nickel. Toutefois la question des applications pratiques des aciers à forte teneur en nickel était loin d'être résolue, et nous verrons plus loin comment l'usine d'Imphy est parvenue à triompher des difficultés qu'elle présentait.

Ferro-nickels fabriqués par la Société Cockerill, à Seraing (Belgique).

Au commencement de 1894, les aciéries de la Société Cockerill, à Seraing (Belgique), ont eu recours, pour obtenir un métal à limite élastique très élevée, en même temps que très ductile et très malléable, à un alliage de nickel et de fer homogène à grande teneur en nickel. Les résultats obtenus ont été l'objet d'une Communication faite, le 8 juillet 1894, par M. Ph. Moulan, Ingénieur de la Société Cockerill, à l'Association des Ingénieurs sortis de l'École de Liège, Communication qui a été publiée par la *Revue universelle des Mines et de la Métallurgie* (2^e numéro du Tome XXVII, août 1894).

Le métal employé avait la composition suivante :

Carbone	0,06
Silicium	0,01
Soufre	0,02
Phosphore.....	0,016
Manganèse.....	0,35
Nickel.....	7,50

C'était donc bien du ferro-nickel, c'est-à-dire du fer presque pur allié au nickel.

Les éprouvettes de traction obtenues par forgeage et tournage avaient 100^{mm} entre repères et 200^{mm} de section; elles ont été essayées à la machine Thomasset et à l'appareil Bauschinger. Voici les résultats obtenus :

Éprouvettes.	Limite de proportionnalité.	Commencement des grands allongements.	Limite tardive d'élasticité.	Résistance par millimètre carré.	Allongement pour 100.	Contraction pour 100.
Naturelles	24,8	31,5	40,5	54,0	24,3	60,4
Trempées à 900° à l'eau.....	45,2	59,4	107,0	125,5	10,2	50,5
Trempées à 900° à l'eau, recuites à 500°.	41,8	55,0	82,3	82,7	12,5	61,2
Trempées à 900° à l'huile.....	39,2	56,4	97,3	99,6	9,3	42,3
Trempées à 900° à l'huile, recuites à 500°.	35,0	52,9	81,0	84,0	12,2	52,5
<i>Ass. techn. mar., 1896.</i>					20	

La trempe à l'eau et à l'huile élève considérablement la limite élastique, et le recuit à 500° diminue peu cette limite élastique élevée, tout en augmentant l'allongement et surtout la striction.

A titre de comparaison, M. Moulan donne un Tableau faisant connaître les résultats obtenus sur un acier Martin à dose de carbone nécessaire pour remplacer le nickel comme élément durcissant dans la limite du possible.

Cet acier présentait la composition suivante :

Carbone.....	0,55
Silicium.....	0,20
Soufre.....	0,03
Phosphore.....	0,047
Manganèse.....	0,70

Il a donné aux essais de traction les résultats ci-après :

Éprouvettes.	Limite tardive d'élasticité.	Résistance par millimètre carré.	Allon- gement pour 100.	Contraction pour 100.	Observations.
Naturelles.....	51,6	86,0	12,1	24,4	»
Trempées à 900° à l'eau....	53,2	73,8	2,2	0,9	Cassure brusque
Trempées à 900° à l'eau, recuites à 500°.....	80,2	102,9	7,7	27,3	»
Trempées à 900° à l'huile ..	71,6	93,4	1,8	4,7	»
Trempées à 900° à l'huile et recuites à 500°.....	78,8	106,0	9,8	27,3	»

On voit que le ferro-nickel présente sur l'acier carburé l'avantage de donner après les opérations de trempe et de recuit, avec des valeurs plus grandes de la limite tardive d'élasticité, des contractions et des allongements réguliers et relativement élevés.

La cassure de l'éprouvette trempée en acier carburé est sèche et grenue; celle de l'éprouvette correspondante de ferro-nickel est soyeuse et reste semblable à celle de l'éprouvette non trempée.

Les essais de pliage corroborent les résultats ci-dessus. Des barres carrées de 25^{mm} de côté, en acier carburé, trempées à l'eau ou à l'huile, cassent brusquement sous un choc, tandis que des barres de ferro-nickel, trempées et essayées dans les mêmes conditions, se plient à bloc sans déchirure.

On a fait également, sur des barrettes de ferro-nickel et de fer homogène de même composition sans nickel, des essais à la flexion, qui ont permis de déterminer les limites élastiques, que M. Moulan appelle *coefficients élastiques de flexion* par millimètre carré. Des barres carrées de 50^{mm} de côté ont été placées sur des appuis distants de 0^m,500 et chargées au milieu jusqu'à déformation permanente.

Les déformations permanentes ont eu lieu pour le fer homogène à 4648^{kg}

et pour le ferro-nickel à 8652^{kg}. La limite élastique R a été déterminée par la relation $\frac{I}{\nu} \times R = \frac{PL}{4}$, et on a trouvé :

Pour le fer homogène.....	R = 27 ^{kg} ,900
Pour le ferro-nickel.....	R = 50 ^{kg} ,900

Or, on a obtenu comme résistances élastiques à la traction (commencement des grands allongements) sur barrettes naturelles :

Pour le fer homogène.....	R = 21,0
Pour le ferro-nickel.....	R = 40,5

Ces résultats sont concordants, car, d'après M. Considère, le rapport des résistances élastiques à la traction et à la flexion a pour valeur 1,31 pour une section carrée.

A part la question de prix, tout l'avantage revient au ferro-nickel pour l'emploi dans la construction des ponts et charpentes, des coques de navire, des chaudières et des arbres de machines. Le ferro-nickel se travaille d'ailleurs avec la même facilité que le fer homogène au forgeage, au laminage, à l'étampage et à l'emboutissage. Le seul inconvénient qu'on puisse lui reprocher, c'est de ne pouvoir se souder au feu de forge.

II. — De l'acier au nickel et au chrome fabriqué par l'usine d'Imphy.

Des recherches qui ont précédé à Imphy la fabrication du métal NC4.

Nous allons exposer sommairement, d'après les renseignements que nous a donnés l'usine d'Imphy, les recherches qui ont amené cette usine à fabriquer l'acier spécial au nickel et au chrome soumis à nos essais.

Les premières tentatives ont commencé en janvier 1894. Les ateliers de Puteaux avaient demandé deux échantillons d'acier-nickel ou de ferro-nickel, l'un très doux, non susceptible de prendre la trempe et présentant un allongement considérable avant la rupture; l'autre très dur, mais susceptible d'être travaillé à l'outil et présentant la limite élastique la plus élevée possible. Pour répondre aux propositions de Puteaux, on a coulé presque en même temps au creuset deux lingots qui devaient satisfaire aux desiderata exprimés par ces ateliers.

Le premier lingot, marqué N1, qui devait être un ferro-nickel à 25 pour 100 de nickel, avait la composition suivante :

Carbone.....	0,05
Silicium.....	0,035
Soufre.....	0,030
Phosphore.....	0,048
Manganèse.....	0,085
Nickel....	25,88

Dans le but d'éviter à coup sûr toute oxydation, on avait mis dans le creuset, pour 25^{kg} de métal, 70^{gr} de ferro-manganèse à 70 pour 100 et 25^{gr} de ferro-silicium à 10 pour 100. La fusion s'est opérée facilement, et le métal a été coulé dans une lingotière en deux parties à section carrée de 70^{mm} de côté. Le lingot cassé présentait une texture caractéristique qui s'est retrouvée ultérieurement dans tous les lingots à 25 pour 100 de nickel fabriqués à Imphy. De nombreuses aiguilles très nettes partent de la surface, à laquelle elles sont normales, et viennent se couper suivant les diagonales de la section; le centre est formé de petits cristaux constituant un ensemble embrouillé.

Le lingot N¹ a été forgé de manière à donner une barre carrée de 40^{mm} de côté. La barre était très pailleuse, et les veines allaient jusqu'au cœur du barreau. Aussi les résultats des essais de traction ne présentent-ils pas grand intérêt. Ces essais ont été faits sur des éprouvettes tournées de 13^{mm},8 de diamètre et de 100^{mm} de longueur entre repères. On n'a pas pu observer la limite élastique; on a trouvé 90^{kg} pour la charge à la rupture par millimètre carré et 4 pour 100 d'allongement.

Ce qui caractérise particulièrement ce métal, c'est qu'il est très difficile à travailler; le copeau s'arrache sans être coupé, et bourre devant l'outil. En outre, cet acier ne présente aucune dureté minéralogique; il se laisse facilement entailler à la tranche, même par l'acier doux.

Le deuxième lingot, pour lequel on recherchait surtout une limite élastique très élevée, devait contenir 0,50 de carbone, 5 pour 100 de nickel et 1 pour 100 de chrome.

Il a été appelé NC¹ et présentait la composition suivante :

Carbone.....	0,412
Silicium.....	0,221
Manganèse.....	0,288
Nickel.....	5,65
Chrome.....	1,03

On avait mis dans le creuset 225^{gr} de ferro-silicium et 110^{gr} de ferro-manganèse.

Le forgeage du lingot s'est fait sans trop de difficultés; un morceau du carré de 40^{mm} obtenu a été laminé sans difficulté en rond de 16^{mm}. Les éprouvettes de traction ont cassé dans les mordaches, et ont accusé une charge à la rupture de 77^{kg},7 pour le métal recuit et de 135^{kg},6 pour le métal trempé à l'eau; la limite élastique n'a pu être observée. Ce métal a été reconnu inutilisable par les ateliers de Puteaux en raison de son extrême dureté qui le rend impossible à travailler.

On s'est alors retourné vers le métal à 25 pour 100 et l'on a cherché, par des modifications apportées à la composition de l'acier N¹, à obtenir des

lingots capables de fournir des barres non pailleuses et d'une dureté minéralogique suffisante.

Le métal N 2 devait avoir la composition suivante :

Carbone.....	0,700 pour 100
Silicium.....	0,250 »
Nickel.....	25 »

On a essayé de laminier le lingot de 70^{mm} sur 70^{mm} obtenu; mais il avait été trop chauffé et s'est divisé en plusieurs morceaux. Avec ces morceaux et des additions convenables, on a coulé un second lingot de 70^{mm} sur 70^{mm} qui devait avoir la même composition et dont l'analyse a donné les résultats ci-après :

Carbone.....	0,610
Silicium.....	0,326
Soufre.....	0,035
Phosphore.....	0,010
Manganèse.....	0,245
Nickel.....	24,72

La peau était propre, la texture analogue à celle du lingot N 1. Le métal s'est forgé très facilement au rouge cerise; à une température plus élevée, il avait une tendance à casser sur les angles, et à une température plus basse, il se forma sur la peau une sorte de craquelage superficiel.

Le lingot a d'abord été étiré en barre à section carrée de 40^{mm} de côté, et un morceau a été laminé en rond de 16^{mm}. Le laminage a été facile, mais la barre était encore pailleuse. On a tourné deux barreaux de 13^{mm}, 8 de diamètre et de 100^{mm} entre repères, qui ont été essayés à la traction.

On a obtenu les résultats suivants :

	Charge de rupture.	Allonge- ment pour 100.	Striction pour 100.
Après recuit.....	85 ^{kg}	43	61
Après trempe à l'eau.....	80 ^{kg} , 7	43	67

Les éprouvettes se sont allongées régulièrement; aucun arrêt de la colonne de mercure n'a permis d'observer la limite élastique. Les ateliers de Puteaux qui ont reçu un échantillon de ce métal ont trouvé une limite élastique de 58^{kg}.

On voit que ce métal ne prend pas du tout la trempe. Il manque, comme l'acier N 1, de dureté minéralogique; en outre, il est très difficile à travailler.

L'augmentation de la teneur en carbone n'ayant pas permis d'obtenir, pour l'acier à 25 pour 100 de nickel, la dureté minéralogique voulue, l'usine a étudié l'influence sur l'alliage de l'addition de certains métaux. On a commencé

par ajouter environ 0,5 pour 100 de chrome, et l'on a coulé au creuset un lingot présentant la composition ci-après :

Carbone.....	0,455
Silicium.....	0,385
Soufre.....	0,034
Phosphore.....	0,029
Manganèse.....	0,410
Chrome.....	0,413
Nickel.....	24,150

Ce métal se forge bien, surtout si l'on commence l'opération à une température modérée. Les essais de traction prélevés sur des ronds de 16^{mm} laminés ont donné pour une barrette une charge à la rupture de 77^{kg},7 avec un allongement de 52 pour 100 et pour l'autre une charge à la rupture de 82^{kg} avec un allongement de 37 pour 100; mais cette dernière barrette était probablement mal recuite. Une troisième barrette a été allongée de 30^{mm}, puis recuite, allongée de nouveau de 30^{mm} et ainsi de suite; cassée au dixième recuit, elle a encore donné 42 pour 100 d'allongement, ce qui conduit à un allongement total à froid de 342^{mm}, soit 242 pour 100.

On a coulé ensuite un second lingot qui présentait sensiblement la même composition; toutefois la teneur en chrome avait été portée de 0,413 à 0,50 pour 100. Les essais de traction après recuit ont accusé une charge de rupture de 78^{kg},4 avec un allongement de 44 pour 100; mais l'éprouvette a cassé au repère.

Un barreau de choc des dimensions habituelles (30^{mm} × 30^{mm} de section et 200^{mm} de longueur) a été essayé au mouton de 18^{kg} et l'on retournait le barreau après chaque coup de mouton. Le barreau a supporté, avant de se rompre, 15 coups à une hauteur de chute de 2^m,75 et 80 coups à une hauteur de chute de 3^m.

Ce métal est remarquablement tenace et, même entaillé profondément, ne se laisse casser qu'avec les plus grandes difficultés; mais il se travaille très difficilement à l'outil et manque tout autant que N^o 1 de dureté minéralogique.

L'insuffisance des résultats obtenus a conduit l'usine d'Imphy à recourir à une addition de tungstène et elle a coulé un lingot NW 1 dont l'analyse a donné les résultats suivants :

Carbone.....	0,566
Silicium.....	0,232
Soufre.....	0,029
Phosphore.....	0,120
Manganèse.....	0,500
Nickel.....	24,820
Tungstène.....	2,05

Ce métal se forge bien; les épreuves de traction sur barrettes, découpées dans des ronds laminés de 16^{mm} de diamètre, ont donné les résultats suivants :

	Charge de rupture.	Allongement pour 100.
Barre laminée sans recuit.....	86,7 ^{kg}	41
» et recuite.....	78,5	44,5
» et trempée à l'eau.....	76	41

La trempe n'a aucune influence sur le métal. Il se travaille un peu mieux que le métal NC2 et prend un très beau poli; mais sa dureté minéralogique, quoique un peu supérieure à celle de NC2, est encore faible.

Le tungstène n'ayant pas fourni la dureté minéralogique recherchée, l'usine est revenue au chrome et elle en a augmenté la teneur. Le lingot NC3 présentait la composition suivante :

Carbone.....	0,535
Silicium.....	0,527
Phosphore.....	0,011
Manganèse.....	0,324
Nickel.....	24,860
Chrome.....	1,420

Les essais de traction sur barreaux tournés à 13^{mm},8, prélevés dans des ronds laminés de 16^{mm} de diamètre, ont donné les résultats suivants :

	Limite d'élasticité.	Charge à la rupture.	Allongement pour 100.
Métal recuit.....	36 ^{kg}	82 ^{kg} ,5	55
» trempé.....	34 ^{kg} ,5	79 ^{kg} ,5	59

Puteaux a trouvé de son côté les résultats suivants :

Limite d'élasticité.....	40 ^{kg}
Charge de rupture.....	80
Allongement pour 100.....	39

Ce métal se coule et se forge bien. Il se travaille plus facilement à l'outil que l'acier NC2 surtout sur le tour; enfin sa dureté minéralogique, sans être forte, est notablement supérieure à celle du métal NC2.

Ces résultats relativement satisfaisants de l'acier NC3 avaient mis bien en relief l'influence favorable de l'addition du chrome.

Pour arriver au métal type auquel l'usine s'est définitivement arrêtée, il a suffi de doubler la teneur en chrome, qui a été portée à 3 pour 100. On a ainsi obtenu l'acier dit NC4 dont les propriétés remarquables seront étudiées au cours de cette Note.

La composition de la charge dans le creuset étant la même que pour le métal NC3, on a seulement augmenté la proportion du ferro-chrome à 48 pour 100. L'analyse du métal obtenu a donné les résultats ci-après :

Carbone.....	0,760
Silicium.....	0,469
Phosphore.....	0,013
Manganèse	0,360
Chrome.....	2,880
Nickel	24,960

Ce métal se forge bien et a une dureté minéralogique assez forte; il se travaille en outre assez bien à froid, surtout quand il est écroui. La trempe a d'ailleurs sur le métal une action adoucissante analogue à celle du recuit, comme le montre le Tableau ci-après des essais de traction faits sur des barreaux de 13^{mm} de diamètre, tournés sur des ronds de 16^{mm} écrouis par un laminage au rouge sombre.

	Charge de rupture.	Allongement pour 100.
	kg	
Métal recuit une seule fois.....	99,6	29
Métal recuit deux fois.....	90,2	55
Métal recuit et trempé	91,4	55
d°	92,4	48,5

On a même observé qu'une trempe au bois étincelant avait une action presque comparable à celle du recuit au rouge cerise. Quatre barrettes de traction de 13^{mm}, 8 de diamètre ont été découpées dans un rond de 16^{mm} écroui comme le précédent et ont donné les résultats suivants :

	Charge de rupture.	Allongement pour 100.
	kg	
Métal non recuit.....	104	19
Métal recuit au rouge cerise	99,5	29
Métal non recuit trempé au bois étincelant.....	104,2	21
Métal recuit et trempé au bois étincelant.....	93	49

Comme la colonne de mercure n'éprouve pendant l'essai aucun arrêt dans son ascension et que l'allongement élastique est très considérable, on n'a pu déterminer la limite élastique sur ces diverses barrettes. L'usine a eu connaissance ultérieurement d'un procédé électrique employé par Puteaux pour cette détermination, et elle a pu obtenir, par ce procédé, la limite élastique d'une barrette de 13^{mm}, 8, découpée au centre d'une barre à section carrée de 40^{mm} sur 40^{mm}, martelée au rouge sombre, qui a donné les résultats suivants :

Limite d'élasticité	59,8
Charge à la rupture.....	93,5
Allongement pour 100.....	36,5

L'usine de Puteaux a trouvé sur des barrettes prélevées dans les mêmes conditions :

Limite d'élasticité.....	73 ^{kg}
Charge à la rupture	95
Allongement pour 100.....	29,8

L'usine d'Imphy ne s'est pas arrêtée immédiatement au métal NC4 ; elle a continué ses recherches par la coulée de différents aciers dans lesquels elle a augmenté la teneur en chrome, puis allié le tungstène au mélange de nickel et de chrome, puis forcé la teneur en manganèse en supprimant le chrome. Mais ces dernières tentatives ne donnèrent que des résultats assez médiocres, et l'on est revenu définitivement au métal NC4.

Les premières pièces fabriquées avec ce métal ont consisté dans deux essieux destinés à Puteaux et tirés d'un lingot coulé au creuset. Ce lingot s'est forgé d'une manière assez satisfaisante ; mais, à chaque chaude, et malgré le burinage préalable, la peau se couvrait de petites pailles, d'ailleurs peu profondes. Il eût été préférable de continuer le forgeage sans se préoccuper des pailles et de laisser tout simplement sur la pièce brute un excédent de métal un peu supérieur à celui qu'on laisse habituellement.

Le tournage a pu s'opérer sans difficulté avec de l'acier chromé dur ordinaire ; mais le rabotage a nécessité l'emploi d'aciers à outils spéciaux, qui avaient la composition ci-après :

	Premier échantillon.	Second échantillon.
Carbone.....	1,094	1,513
Silicium	0,023	0,187
Phosphore.....	0,031	»
Manganèse.....	0,540	2,160
Chrome.....	0,637	2,224
Tungstène.....	1,980	8,723

Le premier échantillon, trempé au rouge sombre, a suffi pour le travail ; le second a pu travailler sans trempe et, malgré la teneur élevée en carbone et en manganèse, il a pu se forger assez bien. Il convient de remarquer, toutefois, qu'on a dû faire marcher les outils très lentement, pour ne pas les briser.

Les essais de traction prélevés par Puteaux aux extrémités des essieux ont donné les résultats suivants :

	Repère des barrettes.	Limite d'élasticité. ^{kg}	Charge à la rupture. ^{kg}	Allongement pour 100.
Essieu n° 1.	1.....	51,7	87,8	44,5
	1 A.....	60	90,6	31,6
	Moyenne...	55,8	89,2	38
Essieu n° 2.	2.....	64,9	94,9	32,8
	2 A.....	63,7	90	38
	Moyenne...	64,3	92,4	35,4

Résultats de la première coulée d'acier NC4 au four Martin Siemens.

L'acier NC4 a été coulé pour la première fois en grande masse au four Martin Siemens acide, le 20 octobre 1894.

La majeure partie du nickel (1100^{kg}) a été mise au four avec la première charge; les 300^{kg} restants ont été ajoutés après la fusion de cette charge. Les 350^{kg} de ferro-chrome à 50 pour 100, nécessaires pour donner au métal la teneur voulue en chrome, ont été ajoutés au bain à la fin de l'opération, quelques instants avant l'addition finale désoxydante et recarburante de ferro-manganèse.

L'opération n'a duré que six heures et un quart et a très bien réussi. On a recueilli 5700^{kg} de métal pour une charge totale de 5910^{kg}, ce qui donne une mise au mille de 1046^{kg}. Il ne restait dans la poche qu'une petite quantité de scories épaisses et mal fondues qui avaient un aspect sablonneux.

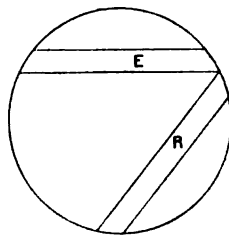
Le gros lingot provenant de cette coulée pesait 3482^{kg}; on a coulé en outre un lingot de 1572^{kg} et deux petits lingots pesant en tout 516^{kg}.

Le métal NC4 ainsi produit avait la composition ci-après :

Carbone.....	0,587
Silicium.....	0,490
Phosphore.....	0,029
Manganèse.....	0,936
Chrome.....	31,60
Nickel.....	20,06

Une barrette de traction, obtenue par le laminage d'un petit lingot éprouvette et tournée à 12^{mm}, a accusé une charge à la rupture de 96^{kg},8 avec un allongement de 34 pour 100. Un des deux lingots de 250^{kg}, qui présentait à la base une section carrée de 260^{mm} de côté, a été forgé en rond de 115^{mm} de

Fig. 1.



diamètre, et l'on a détaché sur le tour une rondelle de 28^{mm} d'épaisseur. On a prélevé dans cette rondelle une première éprouvette de traction E de 6^{mm},9 de diamètre sur 50^{mm} de longueur; puis on a découpé une deuxième éprouvette R de mêmes dimensions (*fig. 1*), après avoir trempé trois fois ce qui

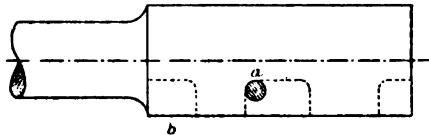
restait de la rondelle. Ces deux barrettes ainsi prises dans le sens du travers ont donné les résultats suivants :

	Limite d'élasticité.	Charge de rupture.	Allongement pour 100.
Éprouvette à l'état naturel. E....	44 ^{kg} , 2 (?)	80 ^{kg}	28,4
Éprouvette trempée trois fois. R..	36 ^{kg} , 6 (?)	77 ^{kg}	42,6

Le lingot de 3500^{kg} a été transformé par martelage en un bloom, dont M. Lacombe, maître de forges à Rive-de-Gier, devait tirer un essieu moteur pour la Compagnie du Nord. Le forgeage de ce bloom a pu s'opérer dans des conditions satisfaisantes. Le métal se martelle assez bien, mais il est dur et, dès que la température s'abaisse au-dessous du rouge cerise, il s'écrouit de telle sorte que l'effet du marteau devient presque nul. Il s'est produit, en outre, à chaque chaude, des criqûres superficielles dont le burinage a été très difficile ; le burin s'émoussait rapidement, et le copeau, au lieu de se soulever et de se trancher, se refoulait. Il convient de signaler enfin que l'absence de contreforgeage due à la grande largeur du lingot a déterminé dans les dernières chaudes des criqûres assez importantes sur les faces non forgées.

Le travail du bloom dans l'usine de M. Lacombe a été tenté sans succès. En voulant percer un trou au poinçon en *a* (fig. 2) pour découper le bloom,

Fig. 2



comme l'indique le croquis ci-contre, on a dès les premiers coups de marteau cassé la pièce en deux. L'usine d'Imphy a attribué cet échec à un excès de chauffage et à l'absence du contreforgeage déjà signalée. On a vérifié, en effet, que l'un des morceaux, après un léger forgeage dans tous les sens, a pu supporter assez bien le poinçonnage.

Le lingot de 1600^{kg} a servi à fabriquer un tube de canon pour l'arsenal de Bourges. Le forgeage du tube s'est fait sans difficulté ; mais le tournage a mis en évidence des veines nombreuses, qui étaient d'ailleurs presque toutes d'un même côté et le long d'une même génératrice.

Les essais de traction pratiqués sur le tube ont permis de reconnaître les effets de la température de forgeage et de la trempe. Malgré un corroyage qui atteignait 9, une barrette de traction, prélevée dans une rondelle découpée à l'extrémité de la pièce, n'a donné que 68^{kg}, 6 de charge à la rupture avec 28,5 pour 100 d'allongement, et la cassure ressemblait à du bois pourri. Ce phénomène, dû à un reste de cristallisation, devait être attribué à la faible valeur de la température à laquelle l'usine avait opéré le forgeage dans le but d'éviter des criqûres. On a d'ailleurs pu faire disparaître entièrement la cris-

tallisation en trempant trois fois au rouge cerise la rondelle qui avait servi au premier essai de traction; une nouvelle barrette découpée après cette opération a donné une charge à la rupture de 73^{kg} avec 50 pour 100 d'allongement et 54 de striction. On a, en outre, constaté très nettement l'amélioration du métal due à la trempe, par la cassure toute soyeuse que présentait la rondelle; enfin le tour a pu détacher des copeaux élastiques et résistants, au lieu des copeaux courts que l'on avait obtenus d'abord.

Les lingots de 250^{kg} ont été laminés en disque de 5^{mm} et 10^{mm} d'épaisseur qui ont été transformés en tubes sans soudure par M. Brunon, de Rive-de-Gier, après avoir été bien décapés à l'acide sulfurique et complètement débarrassés de toutes les pailles par un burinage soigné.

L'emboutissage et le laminage à chaud sur mandrins, qui constituent les premières opérations de la fabrication des tubes, n'ont révélé aucune difficulté spéciale résultant de l'emploi de l'acier au nickel; mais l'étirage final qui se fait à froid est très dur et nécessite une grande puissance. Cette dernière phase du travail est beaucoup plus longue qu'avec les aciers ordinaires; on est obligé de faire des passes moins fortes, et il faut avoir soin de tremper le tube entre chaque passage pour l'adoucir. A la première passe d'étirage à froid, des criqûres assez importantes se sont produites; mais dès la deuxième passe elles avaient presque disparu. M. Brunon a attribué la formation de ces criqûres aux côtes que présentait le tube au sortir du laminoir; le métal étant inégalement étiré, certaines parties subissent un travail trop considérable. Les criqûres ont pu être évitées dans la suite par un passage à chaud à la filière qui arrondit le tube avant son étirage. En somme, cette fabrication a parfaitement réussi, et son succès permet de prévoir l'application du métal NC4 à la fabrication des tubes sans soudure et aussi des réservoirs de torpilles obtenus par emboutissage.

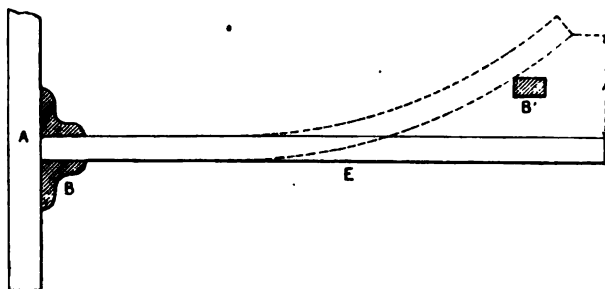
*Essais comparatifs de flexions répétées, pratiqués sur le métal NC4
et sur divers aciers.*

A la demande de la Compagnie d'Orléans, il a été fait, sur deux barres d'acier de métal NC4 et sur des barres d'acier de diverses duretés, des essais destinés à permettre de comparer les résistances à des flexions répétées. Ces essais assez intéressants nous ont été communiqués par l'usine d'Imphy et nous les résumons ci-après :

Sur le plateau A (*fig. 3*) d'un tour était fixé un plateau postiche B, dans lequel on avait encastré une barre E à section carrée. Une barre B', placée dans le sens perpendiculaire à E, soutenait la barre E en la maintenant écartée de sa position d'équilibre et par suite courbée avec une flèche *h*. Quand on faisait tourner la machine, le plan de flexion tournait avec une vitesse égale à la vitesse de rotation du tour autour de l'axe de la barre, et, si la flèche *h*

était suffisante, la rupture se produisait dans la section d'encastrement après un nombre de tours variant avec la qualité d'acier soumise à l'essai.

Fig. 3.



Dans les diverses expériences, les barres avaient une section carrée de 20^{mm} de côté et une longueur de 1^m, 15; la longueur de la partie encastree était de 100^{mm}, et la partie soumise à la flexion avait exactement 1^m de longueur.

Les premiers essais ont porté sur une barre d'acier à 55^{ks} recuite, de la qualité de celles qui sont employées à la fabrication des essieux de l'artillerie, et sur une barre laminée non recuite de métal NC4. La flèche était égale à 95^{mm}. On n'a pas relevé la vitesse du tour et le nombre de tours supporté par les barres avant rupture; on a constaté seulement que, la machine marchant à la plus grande vitesse possible dans les deux cas, la barre d'acier ordinaire était rompue au bout de cinq minutes, tandis que la barre de métal NC4 avait résisté pendant dix-neuf minutes et demie.

Une seconde épreuve, dans laquelle on a noté exactement le nombre de tours nécessaires pour amener la rupture, a porté sur les échantillons suivants :

- 1° Une barre d'acier NC4 laminée, non recuite, marquée NC4;
- 2° Une barre du même métal trempée trois fois au rouge cerise et marquée NC4 R;
- 3° Une barre d'acier ordinaire à 80^{ks} de résistance, recuite au rouge cerise et marquée TR;
- 4° Une barre de même acier, trempée à l'eau au rouge cerise et recuite au rouge sombre et marquée TT;
- 5° Une barre de la qualité employée à la confection des essieux de la Compagnie P.-L.-M., recuite au rouge cerise et marquée DR;
- 6° Une barre de même acier trempée à l'eau au rouge cerise et marquée DT.

Des essais de traction pratiqués sur ces barres avaient donné les résultats suivants :

Marque de la barre.	Diamètre de l'éprouvette. mm	Longueur entre repères. mm	Limite d'élasticité.	Charge à la rupture.	Allongement pour 100.
NC4.....	8,9	65	54,6	90,9	37,7
NC4R... ..	»	»	43,9	89,5	39,0
TR.....	»	»	47,1	83,9	16,9
TT.....	»	»	42,7	103,1	10,8
DR.....	»	»	31,4	48,5	25,4
DT.....	»	»	38	53,7	22,3

La flèche donnée aux différentes barres a été de 64^{mm}. Avec cette flèche, la barre marquée NC4 a supporté 42000 tours sans se rompre; les autres barres se sont cassées après avoir subi les nombres de tours ci-après :

NC4R.....	35390
TR.....	13273
TT.....	18950
DR.....	10325
DT.....	17855

Pour arriver à casser la barre de métal NC4, on a porté la valeur de h de 64^{mm} à 75^{mm} et elle a supporté encore 2382 tours avant de se rompre.

Application de l'acier NC4 aux moulages d'acier.

L'usine d'Imphy a essayé d'employer le métal NC4 à la fabrication des moulages d'acier. Les résultats obtenus, quoique loin d'être satisfaisants, méritent cependant d'être relatés.

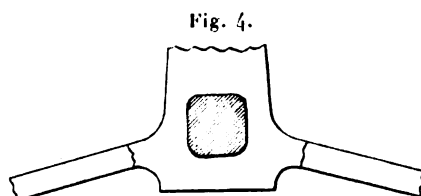
On a commencé par mouler en sable étuvé de petits barreaux carrés de 27^{mm} de côté. Ils sont bien venus avec des angles très nets; mais ils présentaient de nombreuses soufflures, une retassure qui s'étendait sur toute la longueur et plusieurs tapures.

Pour éviter les soufflures, on a coulé de nouveaux barreaux de même forme en ajoutant au métal 0,5 pour 100 de silicium et 0,2 pour 100 d'aluminium; l'aluminium était introduit dans le creuset immédiatement avant la coulée. Les soufflures ont disparu, mais non la retassure; en outre, il y avait encore de nombreuses tapures, dues sans doute à ce que le démoulage avait été opéré à une température trop élevée.

Cependant, à la suite d'un essai de traction assez satisfaisant pratiqué sur une barrette provenant d'un lingot de 25^{kg} de métal NC4 coulé en lingotière sans forgeage ni recuit, essai qui avait accusé une charge à la rupture de 74^{kg}, avec un allongement de 30,5 pour 100, M. Normand, constructeur au Havre, a commandé, à l'usine d'Imphy, deux pistons pour torpilleurs en métal NC4 moulé. Le premier piston a dû être rebuté en raison des criques qu'il présentait autour de la masselotte et d'une profonde retassure dans la partie

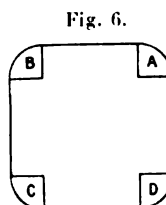
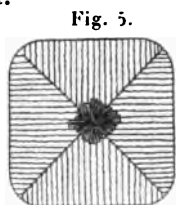
épaisse (*fig. 4*); les autres tentatives faites ultérieurement n'ont pas eu plus de succès.

La qualité du métal, vérifiée par des essais de traction sur de petits lingots coulés en sable avec les pièces, était d'ailleurs loin d'être satisfaisante. La charge de rupture ne dépassait pas 50^{kg}, l'allongement atteignait à peine 8 pour 100 et l'éprouvette cassait sans striction.



L'insuffisance des résultats donnés par les essais mécaniques pratiqués sur les pièces coulées en sable s'explique de la manière suivante :

Si l'on casse un petit lingot de métal NC4 coulé en lingotière, on observe la texture caractéristique déjà décrite pour le métal N1 (¹); des aiguilles très nettes et bien lisses partent de la surface extérieure à laquelle elles sont normales et viennent se couper suivant les diagonales de la section (*fig. 5*). Dans le lingot coulé en sable, on observe des aiguilles analogues; mais elles sont beaucoup plus grosses et présentent sur toute leur longueur des stries nombreuses normales à leur direction. Ces stries dénotent une cristallisation complète, qui détermine la rupture des barrettes de traction sans allongement.



Toutefois la texture du métal peut être améliorée par la trempe ou le recuit. On s'en est rendu compte en détachant du pied d'un lingot coulé en sable et en tournant :

- 1° Une éprouvette de traction A, que l'on a laissée à l'état naturel (*fig. 6*);
- 2° Une éprouvette B, qui a été trempée trois fois au rouge cerise très clair;
- 3° Une éprouvette C, que l'on a recuite quatre fois au rouge cerise clair avec refroidissement rapide jusqu'au noir, suivi d'un léger échauffement lent à l'abri de l'air;
- 4° Une éprouvette D, qui a été trempée par immersion au rouge cerise clair, puis recuite trois fois de suite.

(¹) Page 308.

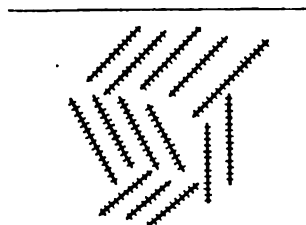
Voici les résultats obtenus :

	Diamètre.	Longueur entre repères.	Limite d'élasti- cité.	Charge de rupture.	Allonge- ment pour 100.	Observations.
	^{mm}	^{mm}				
Barrette A.....	13,8	100	44,3	57,3	7,6	Cassure en cristaux striés.
Barrette B.....	13,8	100	36,8	61,8	23	Cassure peu cristalline.
Barrette C.....	13,8	100	31,9	54	16	} Cassure cristalline à petits cristaux striés.
Barrette D.....	13,8	100	41	66	22,5	
						Id.

On voit que le recuit améliore un peu la qualité du métal; mais il ne peut suffire, même sur une éprouvette de traction, à plus forte raison sur les pièces elles-mêmes, à faire disparaître les stries des cristaux. La trempe seule, sans détruire entièrement la cristallisation, puisque la surface de l'éprouvette est encore toute plissée, a produit une grande amélioration. Mais la trempe serait dangereuse à pratiquer sur les pièces moulées et produirait fréquemment des tapures.

L'usine espérait éviter la cristallisation complète en augmentant la vitesse du refroidissement; dans ce but, elle arrosait avec de l'eau le lingot coulé en sable aussitôt le figeage commencé, puis elle le démoulait chaud en continuant à l'arroser, et finalement le trempait dans l'eau. Les aiguilles étaient

Fig. 7.



cette fois très fines et orientées dans toutes les directions, mais elles étaient encore striées (fig. 7). D'ailleurs, l'arrosage et la trempe avaient produit quelques tapures sur la surface et sur les angles.

En examinant la texture de l'un des pistons coulés pour M. Normand, texture formée d'aiguilles enchevêtrées et striées, on a remarqué que de certains points de la surface partaient des gerbes d'aiguilles lisses de 10^{mm} à 15^{mm} de longueur; les gerbes partaient précisément des points où le métal était en contact avec les pointes du moule, et leur formation était due à une sorte de trempe locale du métal liquide. C'est donc sur la vitesse du refroidissement du métal encore liquide qu'il faudrait agir pour faire disparaître à coup sûr les stries des cristaux caractéristiques d'une grande faiblesse; mais l'opération pratique nécessaire pour arriver à ce résultat ne paraît pas facile à réaliser.

En somme, il a été impossible à l'usine d'Imphy de couler en métal NC4 des pièces saines autres que de petits lingots. En outre la qualité du métal est loin d'être satisfaisante, et ne peut être guère améliorée que par la trempe, qui constitue une opération très délicate pour des pièces coulées. Le métal NC4 ne paraît donc pas susceptible d'être appliqué à la fabrication des moulages.

Programme suivi par Guérigny pour les essais du métal NC4.

Nous devons étudier la possibilité d'appliquer le métal NC4 à la confection des mèches, barres, transmissions de gouvernails, etc.

Le seul moyen de mener à bien cette étude nous a paru consister dans la fabrication d'une pièce de forge rentrant dans l'une des catégories désignées ci-dessus.

Dans le but d'avoir un corroyage suffisant, et après entente avec la Société de Commentry-Fourchambault, nous avons commandé un lingot dont la partie saine et complètement utilisable devait peser 1800^{kg}. Ce lingot devait permettre le forgeage de la barre de gouvernail de l'*Isly*. Cette barre, très courte et relativement légère, présentait toutes les difficultés d'exécution que l'on rencontre habituellement dans la pratique ; la queue étirée à une section assez réduite a, sur une faible longueur, une double courbure qui ramène l'extrémité dans la direction de la partie voisine de la tête. Le chapeau pouvait d'ailleurs être forgé droit et cintré dans une étampe. La pièce devait être partiellement usinée après forgeage de façon que l'on pût apprécier la manière dont se comporte le métal sous les machines-outils. Enfin, des barrettes et barreaux de choc, prélevés avant et après trempe et recuit, devaient permettre d'apprécier les propriétés mécaniques de ce nouvel acier.

En vue d'étudier d'une manière précise les propriétés mécaniques du métal, nous nous proposons de forger des barres rondes dont l'essai à la presse hydraulique employée habituellement pour les épreuves des chaînes permettrait de déterminer très exactement d'une part la limite élastique et d'autre part les allongements sous des charges croissantes, tant pour le métal naturel que pour le métal trempé et le métal recuit. Deux autres barres cylindriques de 60^{mm} de diamètre, l'une trempée et l'autre recuite, devaient être essayées à la flexion par choc avec et sans incision.

Enfin l'allongement considérable présenté par l'acier-nickel sous la charge de rupture paraissait devoir justifier son emploi dans la fabrication des blindages de pont et permettre de réaliser ainsi une grande économie de poids. Dans le but de vérifier par les moyens que nous possédons la possibilité de cette application, nous avons décidé de confectionner de petites plaquettes qui seraient soumises au choc d'un mouton spécial, terminé par une pointe ogivale en forme de projectile, et comparées à des plaquettes identiques d'acier extra-doux essayées dans les mêmes conditions.

Le métal NC4 étant actuellement très employé par l'artillerie sous forme de tôles, nous avons pensé qu'il serait intéressant d'étudier les propriétés des tôles d'acier au nickel. Dans ce but, nous nous proposons de forger en plateau et de laminer une partie du lingot que devait nous fournir l'usine d'Imphy. Nous comptons reproduire sur cette tôle les essais réglementaires de traction et les épreuves à chaud que l'on fait subir habituellement aux tôles d'acier; nous comptons également effectuer des essais de rivetage avec des rivets en acier-nickel.

Coulée au four Martin du lingot de métal NC4 fourni à Guérigny.

La coulée du lingot de métal NC4 qui nous a été fourni a donné lieu à deux tentatives infructueuses après lesquelles le lingot a pu être obtenu dans des conditions satisfaisantes, le 3 septembre 1895.

La première opération, qui a eu lieu le 25 mai, a duré dix heures. Le four était usé et chauffait mal; dans le but de hâter l'affinage, qui paraissait trop lent, on a ajouté une quantité considérable de minerai (160^{kg}) et le nickel des riblons de métal NC4, chargé avec la première mise a passé en grande partie dans le laitier. Tout le bain était d'ailleurs oxydé, et, le ferro-chrome introduit vers la fin de l'opération ayant servi de désoxydant, une grande quantité de chrome a passé également dans le laitier. Finalement, la teneur en nickel, qui, théoriquement, d'après les charges, devait être de 25 à 26 pour 100, était de 19,8 pour 100 et la teneur en chrome ne dépassait pas 1,05 pour 100.

La seconde coulée, qui a eu lieu le 31 juillet dans un four en bon état, a duré neuf heures. Jusqu'à l'introduction du ferro-chrome dans le bain, l'opération se présentait assez bien, quoique le métal parût un peu dur; mais, à partir de ce moment et malgré des additions successives de minerai destiné à affiner le bain, puis de ferro-manganèse et de ferro-silicium destinés à le désoxyder, on ne put arriver à obtenir des éprouvettes pliant à bloc. Dans ces conditions, l'usine a préféré laisser de côté le lingot destiné à Guérigny et elle s'est contentée de couler des lingots plus petits pour son usage personnel.

L'opération du 3 septembre, qui a produit le lingot envoyé à Guérigny, a eu lieu sans incident et dans des conditions normales; elle a eu, cependant, une durée de huit heures et demie, un peu longue pour la charge de 6000^{kg} mise au four. Une partie du nickel a été introduite dans le bain par les riblons d'acier-nickel compris dans la première mise, et par des feuillards et coulures composant la seconde mise; après fusion complète et affinage du bain provenant de ces deux mises, on a ajouté 1000^{kg} de nickel préalablement chauffé. Le ferro-chrome, qui devait donner au métal la teneur en chrome cherchée, n'a été introduit qu'à la fin, un quart d'heure environ avant l'addition finale désoxydante et recarburante de ferro-silicium. On a obtenu un

lingot de 3600^{kg} et 16 lingots de 180^{kg}. Les analyses effectuées sur le métal, tant à Guérigny qu'à Fourchambault, ont donné les résultats ci-après :

	Composition trouvée	
	à Guérigny.	à Fourchambault.
Carbone.....	0,632	0,458
Silicium.....	0,188	0,268
Manganèse.....	0,434	0,576
Nickel.....	21,699	21,400
Chrome.....	2,210	2,364

Les essais pratiqués par l'usine d'Imphy sur un lingot prélevé au moment de la coulée ont fourni les résultats suivants :

	Limite d'élasticité.	Charge de rupture.	Allonge- ment pour 100.	Striction $\frac{S - S'}{S} \times 100.$
Barrette naturelle.....	62,0 ^{kg}	89,5 ^{kg}	35,3	48,7
» trempée.....	33,6	76,0	65,5	67,7

L'usine d'Imphy nous a envoyé, à titre gracieux, avec le lingot qui lui était commandé, un petit lingot de 180^{kg} destiné à des essais préliminaires de forgeage. Quant au gros lingot qui pesait 3588^{kg}, il nous a été expédié en entier, bien que nous n'eussions commandé qu'un lingot de 1800^{kg} débarrassé de sa masselotte; le métal en excès devait être rendu au fournisseur.

Les difficultés rencontrées par l'usine d'Imphy dans la coulée au four Martin de l'acier NC4 tiennent, pour une grande part, à l'emploi des riblons et coulures d'acier-nickel qui ne peuvent être laissés de côté en raison de leur forte teneur en nickel et de la cherté de ce métal. Ces riblons étant chargés, dès la première mise, avec la fonte et le fer, le bain contient dès le début une certaine quantité de nickel, et l'on ne dispose, pour suivre la marche de l'opération, que d'éprouvettes à teneurs variables en carbone et en nickel, dont il n'est pas aisé de déterminer la composition par l'aspect des bords de la cassure, comme avec des éprouvettes simplement carburées. Toutefois il semble que l'usine n'aurait pas eu besoin de s'attacher comme elle l'a fait à obtenir une teneur en carbone assez faible.

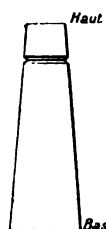
Il paraît, en effet, ressortir des expériences de M. Riley et de celles mêmes de l'usine d'Imphy que la présence du nickel à haute teneur neutralise l'action durcissante du carbone, et nous ne pensons pas que des variations assez considérables dans la proportion de carbone (de 0,30 à 0,80 par exemple) modifient beaucoup les propriétés mécaniques du métal. Ce qui paraît le plus difficile à régler, c'est la teneur finale du métal en chrome; la quantité de chrome qui passe dans le laitier, par suite de l'action réductrice du ferrochrome, varie en effet avec le degré d'oxydation du bain. On ne peut guère l'apprécier par les éprouvettes ordinaires, dont les propriétés sont masquées par la présence du nickel; on ne peut l'obtenir que d'une manière assez

approximative par le plus ou moins de soufflures de petits lingots carrés prélevés dans le bain et cassés au pilon.

Forgeage du petit lingot en acier NC4.

Le petit lingot, pesant exactement 188^{kg}, présentait la forme représentée par la *fig. 8*.

Fig. 8.



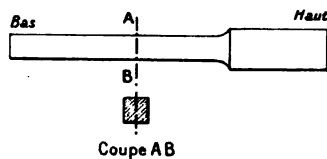
Projection horizontale.



Le forgeage a commencé le 18 octobre 1895.

Le pied a été d'abord étiré au pilon en carré de 100^{mm} sur une longueur de 900^{mm} (*fig. 9*). Ce travail a demandé quatre chaudes d'une durée moyenne

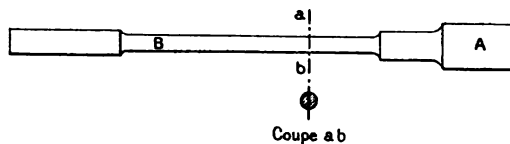
Fig. 9.



de dix minutes environ; ces opérations, commencées au rouge cerise clair, ont été terminées à la température du rouge cerise naissant. A la seconde chaude, de petites criques se sont produites sur un angle; elles ont été enlevées immédiatement à la tranche et n'ont pas reparu.

Le corps du lingot a été ensuite étiré cylindrique à un diamètre de 60^{mm};

Fig. 10.

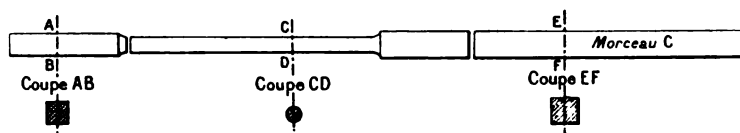


cinq chaudes ont été nécessaires pour l'amener à la forme représentée par la *fig. 10*. Le forgeage a été terminé par l'étirage du bout A en carré de 100^{mm}

(trois chaudes), et l'on a coupé la pièce comme l'indique la *fig. 11* pour en tirer ultérieurement diverses petites pièces.

Ces opérations ont permis de constater que le forgeage devait se faire entre

Fig. 11.

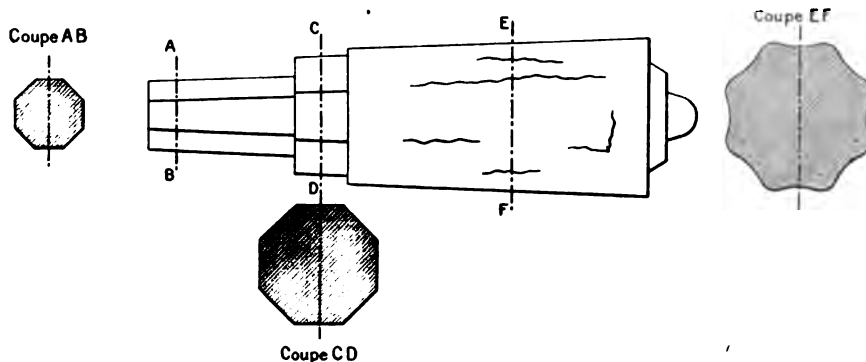


des limites de température assez rapprochées; mais le métal, quoique très dur, s'est bien comporté dans le travail à chaud.

Forgeage du gros lingot en acier NC4.

Le gros lingot en métal NC4 livré à Guérigny, représenté par la *fig. 12*, pesait, avec sa masselotte, 3588^{kg}. Ce lingot présentait, dans le sens de sa lon-

Fig. 12.



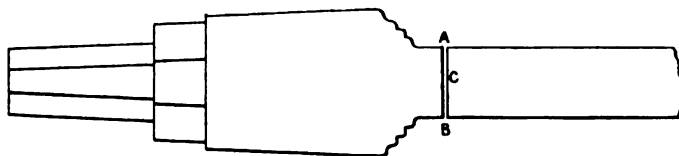
gueur, cinq criques peu importantes, qui ne se sont pas accentuées au cours du travail, et qui ont été enlevées à la gouge dans les premières chaudes de forgeage.

Le lingot a été mis au four le 16 octobre, à 5^h du matin. La température du four était celle du rouge sombre, et on a laissé le lingot prendre lentement cette température pendant deux heures environ. A partir de ce moment, on a commencé à pousser le feu jusqu'à la température du rouge cerise très clair, qui a été atteinte à 2^h; la première chaude a été donnée en présence d'un ingénieur de l'usine d'Imphy.

Ainsi qu'il a été dit plus haut, on se proposait de forger la barre du gouvernail de l'*Isly*, en confectionnant séparément la barre proprement dite et

le chapeau de la tête. On a commencé par étirer le pied du lingot pour l'amener à la forme représentée par la *fig. 13*. Ce travail a demandé huit chaudes

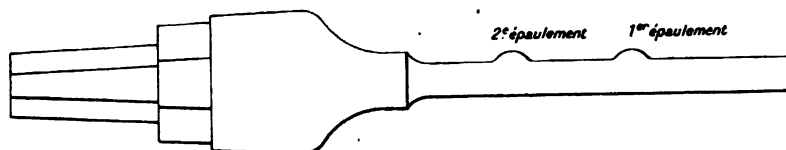
Fig. 13.



d'une durée moyenne de vingt minutes. A la deuxième chaude, six petites criqûres se sont montrées sur les faces du lingot, dans le sens perpendiculaire à l'axe, et ont été enlevées à chaud immédiatement. A la septième et à la huitième chaude, des criqûres ont paru sur un angle et ont été purgées de la même manière.

On a continué ensuite l'étirage du pied pour y former le chapeau de la barre, après avoir pratiqué au couperet, à la neuvième chaude, deux incisions suivant la ligne AB. La *fig. 14* montre l'ébauche du chapeau telle qu'elle a été

Fig. 14.



obtenue au bout de la dix-septième chaude. De nouvelles criqûres se sont produites sur les angles; la douzième et la treizième chaude ont été employées presque entièrement à purger ces criqûres.

A la dix-neuvième chaude, le chapeau a été détaché au couperet, et, après la vingt-deuxième chaude il ne restait plus qu'à le cintrer au pilon dans une étampe, ce qui a pu se faire en quinze minutes au cours de la vingt-troisième chaude. Le chapeau terminé de forge est représenté par la *fig. 15*. Le forgeage

Fig. 15.

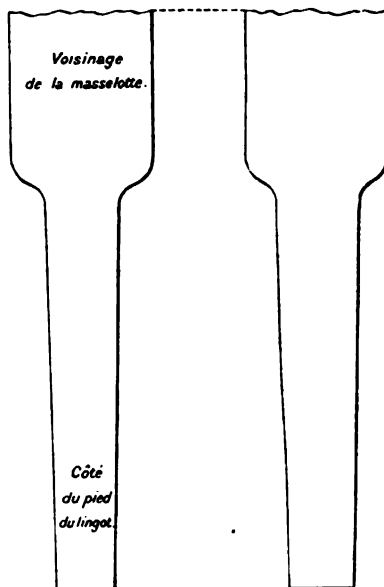


proprement dit du chapeau, qui a commencé en réalité à la quinzième chaude, n'a donné lieu à aucune criqûre.

Pour forger le corps de la barre, on a commencé par étirer une queue de griffage au pied de ce qui restait du lingot après séparation du chapeau, et on a détaché la masselotte. La maquette ainsi obtenue est représentée par

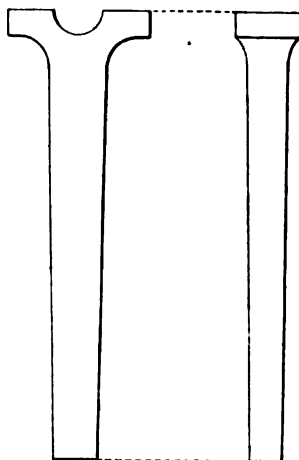
la *fig. 16*. La confection proprement dite de la barre, du poids de 645^{kg}, telle

Fig. 16.



que la montre la *fig. 17*, a demandé onze chaudes.

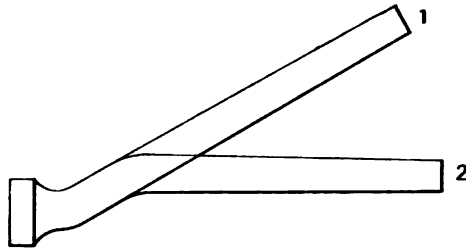
Fig. 17.



L'étirage de la tête en deux chaudes a dû se faire, en raison de la grande largeur, sans aucun contreforgeage; il en est résulté sur les faces non forgées des criqûres, d'ailleurs peu profondes, qui ne pouvaient avoir aucun inconvénient pour l'utilisation de la pièce. Les autres opérations n'ont donné lieu à aucune observation.

Le cintrage de la barre a demandé trois chaudes de quinze minutes, deux pour courber la pièce au collet suivant la forme 1, et une pour ramener la queue dans une direction parallèle à celle de la tête suivant la forme 2 (*fig. 18*).

Fig. 18.



Aucune criqure ne s'est produite au cours de ce travail.

On a tiré également du gros lingot d'acier au nickel-chrome, et du côté haut, un piston venu de forge avec sa tige pour un pilon de 250^{kg} de l'atelier des Petites-Forges, et un plateau de 455^{kg} destiné à être laminé en tôles.

En somme, quelques criqures se sont produites, particulièrement sur les angles, au cours des premières chaudes données au lingot; mais, une fois ces criqures purgées, le travail a pu se terminer sans révéler de nouveaux défauts sérieux. En outre, des raisons d'économie ayant conduit à adopter pour le lingot une section un peu faible, l'absence de contreforgeage dans l'étirage de la barre a fait naître quelques criqures, d'ailleurs sans importance, sur les faces non forgées; mais cet inconvénient ne se serait pas présenté si l'on avait pu disposer d'un corroyage suffisant. L'acier au nickel et au chrome qui nous a été fourni par Imphy supporte donc d'une manière satisfaisante le martelage au pilon, à la condition de ne pas être chauffé au delà du rouge cerise très clair. Toutefois, comme le métal est très dur et que le pilon ne produit plus d'effet sensible au-dessous du rouge cerise, le forgeage est sensiblement plus long qu'avec l'acier doux.

Usinage des pièces en métal NC4.

Nous avons indiqué plus haut (p. 307) la composition du premier acier à outils employé par Imphy pour l'usinage des pièces en métal NC4. Ces outils exigeant pour les machines une marche trop lente, on leur a substitué ultérieurement deux autres métaux, l'un, appelé TCM, employé sans trempe, l'autre, appelé XC, que l'on trempait.

Les outils fabriqués avec ces deux aciers sont bons; mais le martelage en est difficile et exige des marteaux à allure très rapide. De plus, l'acier TCM a beaucoup criqué au forgeage. L'usine d'Imphy a donc renoncé à ces aciers et a adopté définitivement, pour l'ajustage du métal NC4, le métal XW, qui se forge bien, prend bien la trempe et fournit d'excellents outils.

La composition des aciers TCM, XC et XW est donnée par le Tableau ci-après :

	Aciers.		
	TCM.	XC.	XW.
Carbone	1,120	1,040	1,250
Silicium	0,433	0,256	0,175
Manganèse	1,580	1,255	0,550
Tungstène	9,670	"	6,500
Chrome	2,565	1,395	0,800

Le métal XW a été employé à l'exclusion de tout autre acier spécial pour l'usinage des pièces en métal NC 4, à Guérigny.

En thèse générale, et comme on devait s'y attendre, le métal NC 4 a été trouvé très dur à travailler, on arrive cependant à lui donner un très beau poli. Nos outils ordinaires ont pu l'attaquer; mais le travail était beaucoup plus lent qu'avec les outils en acier XW. Toutefois, même avec ces derniers outils, la vitesse des machines a dû être très réduite. Nous donnons ci-après le résumé des observations auxquelles a donné lieu l'ajustage des pièces en acier-nickel que nous avons faites.

De toutes les machines-outils, c'est la machine à buriner qui convient le moins bien à l'usinage de l'acier-nickel; l'outil s'use beaucoup par suite de son frottement sur la pièce. On n'a pu dépasser pour refendre une vitesse de 1^m,20 à la minute, tandis qu'avec l'acier doux on ne descend guère au-dessous de 4^m à la minute et que l'on peut aller jusqu'à 5^m et 6^m. Pour détacher le morceau destiné aux essais mécaniques de la barre de gouvernail simplement forgée sans trempe ni recuit, on a employé quatre jours à refendre, avec un outil de 14^{mm} d'épaisseur, une longueur de 12^{cm} sur une hauteur moyenne de 20^{cm}. Après trempe, la barre s'est beaucoup mieux travaillée; mais on n'a pu refendre qu'une longueur de 28^{cm} dans la même période de quatre jours, tandis que, sur la même pièce en acier doux, on aurait pu, avec la même machine, refendre une longueur de 20^{cm} dans une journée. Le dressage va un peu mieux, et la vitesse de l'outil a pu atteindre une vitesse de 2^m,40 à la minute.

La machine à raboter a été employée à dresser une des faces de la barre de gouvernail. On a donné au tablier sa vitesse minimum, qui est de 5^m,20 par minute, et il a fallu deux jours et demi pour raboter, à une profondeur de 5^{mm}, une face de 270^{mm} de largeur sur 1^m,50 de longueur. Rien de particulier à signaler pour ce travail; la surface obtenue était très lisse. On a également employé la machine à raboter à refendre des tôles de 20^{mm}; pour cette opération, la vitesse de la machine a dû être réduite à 2^m,80 par minute.

C'est au tour que l'acier au nickel s'est travaillé dans les meilleures conditions. Une pièce tirée du petit lingot a pu être entièrement tournée avec des outils en acier ordinaire, qui ont parfaitement résisté et ont détaché de très longs copeaux. Les outils en acier XW se sont naturellement bien comportés.

La vitesse de rotation de la machine a dû être réduite de telle manière que la vitesse circonférentielle ne dépassât pas 3^m à 4^m; mais, dans ces conditions, on a pu donner très sensiblement le même serrage que dans le travail de l'acier doux, tourné avec une vitesse circonférentielle deux fois plus grande. Le planage a pu se faire avec la même vitesse que pour l'acier doux et a permis d'obtenir un très beau poli.

Le perçage des pièces en acier-nickel a présenté des difficultés assez sérieuses. Les trous de petit diamètre ont pu être obtenus avec des mèches hélicoïdales ordinaires; mais, pour les trous de grand diamètre, il a fallu confectionner en acier XW des mèches à langue d'aspic, qui se sont d'ailleurs bien forgées. La vitesse de rotation des machines a dû naturellement être très faible; ainsi, pour percer un trou de 50^{mm} dans une tôle de 20^{mm} d'épaisseur, on a été obligé de réduire la vitesse de la machine à son minimum, qui est de 25 tours, et, malgré un serrage très prudent, il a fallu réparer la mèche à plusieurs reprises.

Enfin, on a eu l'occasion d'employer la machine à fraiser à l'usinage de quelques petites pièces; on a confectionné à cet effet des fraises en acier XW. Le porte-fraise, qui, dans le travail de l'acier doux, tourne en moyenne à une vitesse de 100 tours pour une fraise cylindrique de 30^{mm} de diamètre, tournait à 25 tours seulement pour l'acier au nickel; mais le serrage de 0^{mm},013 par tour a pu être doublé.

Des défauts révélés par l'usinage.

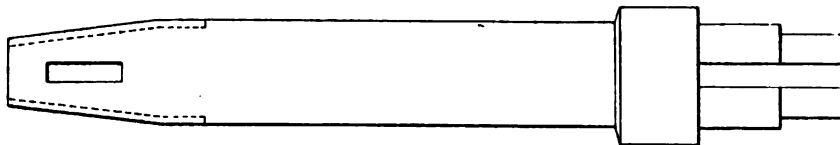
L'usinage des pièces en acier-nickel a révélé sur la plupart d'entre elles de petites veines ou criqûres superficielles. Ces criqûres ne pénétraient d'ailleurs pas, en général, à plus de 6^{mm} de profondeur; mais leur importance est inconnue *a priori*, et l'on doit prévoir, pour toutes les pièces en métal NC 4, un ajustage complet des surfaces. Il en résulte qu'en raison des difficultés d'usinage l'emploi de l'acier au nickel n'est guère pratique pour les pièces de forme un peu compliquée, et que son application paraît devoir être limitée, d'une manière générale, aux pièces terminées par des surfaces planes ou de révolution. Parmi les diverses fabrications courantes des forges de la Chaussade, c'est aux mèches de gouvernail que le métal dont il s'agit conviendrait le mieux. Il conviendrait également très bien pour les pistons des moteurs à vapeur, pour les tiges de piston, bielles et autres pièces à peu près complètement usinées sur le tour et sur la machine à raboter.

Prix de revient comparés des pièces en acier doux et des pièces en métal NC 4.

Nous pouvons déterminer d'une manière assez approchée les prix de revient comparés de deux mèches de gouvernail de même forme en acier doux et en métal NC 4.

Nous prendrons comme exemple la mèche du gouvernail du *Bouvet*, que nous avons récemment confectionnée à Guérigny (*fig. 19*).

Fig. 19.



Le poids de la pièce en acier doux finie d'ajustage est de 3470^{kg}, le poids de la pièce brute de forge est de 4440^{kg} environ. La pièce en métal NC4, de même forme, serait plus lourde ; nous avons déterminé, en effet, la densité du métal NC4 forgé par la pesée d'un barreau de choc dans l'air et dans l'eau, et nous avons trouvé pour cette densité une valeur de 8,2. Le poids de la pièce en métal NC4 finie d'ajustage serait donc de 3640^{kg}, et celui de la pièce brute de forge de 4660^{kg} environ.

Voici comment s'établit le prix de revient de la pièce en acier doux :

	Main-d'œuvre.	Matières.
		fr
Acier doux en lingot, 5100 ^{kg} à 24 ^{fr} les 100 ^{kg}	»	1224
Charbon, 32000 ^{kg} à 25 ^{fr} , 70 les 1000 ^{kg}	»	822, 10
Main-d'œuvre brute de forgeage.....	433 ^{fr}	»
Main-d'œuvre brute d'ajustage.....	190	»
Total de la main-d'œuvre brute.....	623	»
Dépenses indivises.....	118	270
	741	2316, 10
Total général.....		3057 ^{fr} , 10
A déduire la valeur des résidus, 130 ^{kg} à 5 ^{fr} les 100 ^{kg}		65
Reste.....		2992 ^{fr} , 10

Le prix de revient de la pièce en acier-nickel s'établirait comme suit :

	Main-d'œuvre.	Matières.
		fr
Acier au nickel en lingot, 5400 ^{kg} à 1 ^{fr} , 50 le kilogramme..	»	8100
Charbon, 51000 ^{kg} à 25 ^{fr} , 70 les 1000 ^{kg}	»	1310
Main-d'œuvre brute de forgeage.....	700 ^{fr}	»
Main-d'œuvre brute d'ajustage.....	530	»
Total de la main-d'œuvre brute.....	1230	»
Dépenses indivises.....	235	530
Total.....	1465	9940
Total général.....		11405 ^{fr}
A déduire la valeur des résidus, 1500 ^{kg} à 0 ^{fr} , 60 le kil. (1).....		900
Reste.....		10505 ^{fr}

(1) Cette valeur élevée des résidus tient à la présence du nickel.

On trouve ainsi 3,51 pour le rapport de la valeur d'une pièce en acier-nickel à celle d'une pièce en acier doux de mêmes dimensions.

Il convient d'ajouter cependant que, si l'on substitue l'acier-nickel à l'acier doux, ce sera pour obtenir une réduction des échantillons. Si l'on admet pour l'acier au nickel une charge double de celle de l'acier doux, on pourra réduire le diamètre de 23 pour 100 et, par suite, le volume de 41 pour 100. Dans ces conditions, la valeur de la pièce en acier-nickel ne serait plus guère que le double de celle de la pièce en acier doux qu'elle remplacerait.

Des essais mécaniques pratiqués sur les pièces de forge en acier-nickel.

Nos premiers essais mécaniques ont été prélevés sur une pièce tirée du petit lingot, qui avait été trempée au rouge cerise et recuite au bois flam-
bant, et sur le piston tiré du gros lingot qui avait été simplement recuit au rouge sombre après forgeage. Les barreaux de choc avaient une section de 30^{mm} sur 30^{mm} et ont été éprouvés dans les conditions habituelles sur des couteaux distants de 160^{mm}, au moyen du mouton de 18^{kg}, tombant d'une hauteur de 2^m,75.

Voici les résultats obtenus :

1° Essais de traction.

	Calibre initial en millim.	Section s.	Charge à la rupture par millim. carr.	Allongement pour 100 sur 100 ^{mm} .	Calibre à la rupture en millim. carr.	Section de rupture s'.	Striction $\frac{s-s'}{s} \times 100.$	
Pièce tirée du petit lingot, trempée et recuite au rouge sombre..	13,8	150	76,3	59,7	7,9	49,00	67,3	Moyenne de deux barrettes.
Piston tiré du gros lingot, simplement recuit au rouge sombre..	13,8	150	77	42,6	9,5	70,88	52,7	

2° Essais de choc.

	Flèche après le				Angle de pliage.	État après pliage.	Observations.
	5 ^e coup.	10 ^e coup.	15 ^e coup.	20 ^e coup.			
Pièce tirée du petit lingot, trempée et recuite au rouge sombre.....	20 ^{mm}	34 ^{mm}	44 ^{mm}	51 ^{mm}	180°	à bloc sans criqûres.	Un second barreau a donné les mêmes résultats.
Piston tiré du gros lingot, simplement recuit au rouge sombre.....	16	29	38	45	180	cassé.	Id.
Pièce en acier doux, de notre fabrication courante.....	28	47	59	»	180	à bloc sans criqûres.	Id.

Afin de mettre en évidence les effets de la trempe et du recuit sur l'acier-nickel, on a prélevé plusieurs séries d'essais sur la barre de gouvernail, sur son chapeau et sur un bloom qui provenait du gros lingot :

- 1° Après simple forgeage ;
- 2° Après forgeage et recuit au rouge sombre ;
- 3° Après forgeage et recuit au rouge cerise ;
- 4° Après forgeage et trempe au rouge cerise ;
- 5° Après forgeage, trempe au rouge et recuit au rouge sombre.

Les résultats de ces essais sont groupés dans les Tableaux suivants :

1° Essais de traction.

PROVENANCE des barrettes.	SENS des barrettes.	N° des barrettes.	CALIBRE.	SECTION s.	CHARGE à la rupture.		ALLON- GEMENT pour 100.	CALIBRE à la rupture.	SEC- TION de rupture s'.	STRIC- TION $\frac{s-s'}{s} \times 100.$	OBSERVATIONS.
					Totale.	Par millim. carré.					
I. Barre de gouver- nail après simple forgeage.	En long.	1	13,8	150	10900	72,6	47,3	8,5	57	62	"
		2	13,8	150	10600	70,6	42,2	10,2	82	45	"
		Moy.	"	"	"	71,6	44,8	"	"	53,5	"
	En travers.	1	13,8	150	10300	68,6	44	10,3	83	45	"
		2	13,8	150	10550	70,3	44,2	10,7	90	40	"
		Moy.	"	"	"	69,5	44,1	"	"	42,5	"
II. Chapeau de la barre de gou- vernail après re- cuit au rouge naissant.	En long.	1	13,8	150	9300	62	38,6	9,4	69	54	Cassée à 24 ^{mm} du repère.
		2	13,8	150	9900	66	40,1	10	78	48	Cassée à 10 ^{mm} du repère.
	En travers.	1	13,8	150	9700	64,6	41,7	11,3	100	33	"
		2	13,8	150	9400	62,6	42,2	11,8	109	27	"
		Moy.	"	"	"	63,6	41,9	11,5	"	30	"
III. Bloom recuit au rouge cerise.	En long.	1	13,8	150	10400	69,3	41,4	11,2	98	34	Cassée à 18 ^{mm} du repère.
		2	13,8	150	10500	70	45,7	10,9	93	38	Cassée à 20 ^{mm} du repère.
	En travers.	1	13,8	150	10000	66,6	32	11,5	104	30	Cassée à 8 ^{mm} du repère.
		2	13,8	150	10000	66,6	32,8	11,4	102	32	"
IV. Chapeau forgé et trempé au rouge cerise.	En long.	1	13,8	150	10300	68,6	55,9	7,5	44	70	Cassée à 24 ^{mm} du repère.
		2	13,8	150	9400	62,6	22	11,3	100	33	Cassée au re- père.
	En travers.	1	13,8	150	10600	70,6	58	9	64	57	"
		2	13,8	150	10400	69,3	52,9	9,6	72	52	Cassée à 14 ^{mm} du repère.
V. Barre forgée, trempée et re- cuite au rouge naissant.	En long.	1	13,8	150	11350	75,6	31,2	11,3	100	33	Cassée à 10 ^{mm} du repère.
		2	13,8	150	11700	78	43,8	10,2	82	43	"
	En travers.	1	13,8	150	10500	70	21	12,5	123	18	Cassée au re- père.
		2	13,8	150	10500	70	23,3	12,5	123	18	Cassée en de- hors du repère.

2° Essais de choc.

PROVENANCE des barreaux.	SENS des barreaux.	FLÈCHE EN MILLIMÈTRE après le				ANGLE de pliage.	ASPECT DU BARREAU après pliage.
		cinquième coup.	dixième coup.	quinzième coup.	vingtième coup.		
I. Barre de gouvernail après simple forgeage.	En long.	19	33	45	50	180°	Pli rugueux.
		20	33	44	51	180	"
	En travers.	21	33	41	47	180	Cassé nerf court.
		19	21	40	47	180	"
II. Chapeau forgé et recuit au rouge naissant.	En long.	24	39	49	56	180	Pli très rugueux.
	En travers.	24	39	50	57	180	Cassure de 1 ^{mm} d'ouverture sur la hauteur, pli ru- gueux.
III. Bloom recuit au rouge cerise.	En long.	25	41	52	58	180	Cassé nerf.
	En travers.	25	41	51	58	180	"
IV. Chapeau forgé et trempé au rouge cerise.	En long.	25	39	49	57	180	Pli très rugueux.
	En travers.	24	39	50	57	180	"
V. Barre forgée, trempée au rouge cerise et recuite au rouge naissant.	En long.	19	32	41	47	180	Forte cassure sur le pli.
		19	32	41	48	50	Texture à nerf court.
	En travers.	18	30	38	45	90	"
		18	29	38	43	57	"

Quelques-uns des essais ci-dessus n'ont pas donné des résultats très nets, par suite de la rupture des barrettes dans le voisinage des repères; néanmoins le travail considérable demandé pour la préparation des éprouvettes nous a conduit à nous contenter de ces expériences qui ont suffi pour mettre en relief les faits suivants :

Après simple forgeage, l'acier NC4 présente des propriétés mécaniques très remarquables; avec une charge à la rupture de 70^{kg} environ, on obtient un allongement de 45 pour 100 environ. Toutefois les barrettes rompues présentent un aspect assez singulier, qui rappelle celui du papier d'étain froissé et dénote une cristallisation irrégulière; de plus, il y a très peu de striction, et les barreaux de choc, découpés dans le sens du travers, ont cassé au pliage à bloc.

De toutes les opérations pratiquées sur le métal, la trempe seule a paru avoir un effet avantageux, en élevant l'allongement à près de 60 pour 100 et en augmentant la striction, sans faire varier notablement la charge de rupture. Par contre, les essais de choc montrent que la déformabilité a augmenté d'une manière sensible.

L'influence du recuit au rouge naissant suivi d'un refroidissement lent a été nettement désavantageuse, puisque la charge de rupture et la striction ont

diminué sans augmentation sensible de l'allongement à la rupture; la déformabilité a été, en outre, augmentée.

Les résultats donnés par le recuit au rouge cerise n'apparaissent pas bien nettement; trois des barrettes de traction sur quatre ont rompu dans le voisinage d'un repère et n'ont pu prendre tout l'allongement qu'elles auraient dû avoir. Les effets paraissaient inférieurs à ceux de la trempe.

Enfin, le recuit après trempe a détruit en grande partie les effets de la trempe; il a, en outre, augmenté la fragilité.

Il convient de noter, cependant, qu'il manque un élément important au point de vue des propriétés mécaniques; aucun arrêt de la colonne de mercure n'a permis de reconnaître les valeurs de la limite élastique. Cette limite a été déterminée, comme nous le verrons plus loin, au moyen de la presse hydraulique.

Les essais à la traction relatés ci-dessus ont mis en relief une propriété très curieuse de l'acier au nickel. L'aspect de feuille de métal froissé pris par la surface des éprouvettes a montré que l'allongement se faisait sentir non seulement sur la partie cylindrique comprise entre les deux têtes, mais sur les têtes elles-mêmes.

Cette propriété présente une grande importance pour les pièces à section variable travaillant à la traction et soumises à des chocs. Tandis que, dans une pièce d'acier ordinaire, la région de plus faible section travaille, pour ainsi dire, seule par son allongement à éteindre la force vive du choc, la pièce d'acier-nickel s'allonge tout entière, et, si les dimensions ont été déterminées de manière à donner la même résistance aux efforts statiques, la résistance vive est bien supérieure.

Essais de traction à la presse hydraulique pratiqués sur des barres en métal NC4.

En vue de déterminer d'une manière aussi précise que possible les propriétés mécaniques de l'acier au nickel de l'usine d'Imphy, nous avons employé, pour des essais comparatifs à la traction, la presse hydraulique habituellement consacrée aux essais des câbles-chaînes et des fers à câbles.

A cet effet, on a forgé plusieurs barres rondes à tête conique dont le corps a été tourné à 45^{mm} de diamètre, et, pour avoir des résultats comparables à ceux des éprouvettes de traction ordinaires de 13^{mm},8 de diamètre et de 100^{mm} de longueur, on a mesuré les allongements sur des longueurs de 325^{mm} entre repères.

Les barres ont été soumises à des charges croissantes que l'on maintenait invariables assez longtemps pour pouvoir mesurer les allongements d'une manière précise. En outre, au début de l'opération, on supprimait la charge aussitôt l'allongement relevé; on a pu observer ainsi d'une manière très

nette la charge minima qui donnait lieu à un allongement permanent, c'est-à-dire la limite d'élasticité.

Les expériences ont été faites :

- 1° Sur une barre simplement forgée et refroidie à l'air libre;
- 2° Sur une barre trempée trois fois au rouge cerise;
- 3° Sur une barre recuite au rouge cerise (900°) et refroidie lentement;
- 4° Sur une barre recuite au rouge naissant (600°) et refroidie lentement.

A titre de comparaison, on a essayé également une barre en acier doux recuite au rouge cerise après forgeage.

Sur chaque barre, on avait tracé, avant l'opération, un certain nombre de repères déterminant plusieurs régions de 325^{mm} de longueur initiale et empiétant les unes sur les autres. Pour la comparaison des propriétés mécaniques, nous retiendrons uniquement les résultats observés sur les régions dans lesquelles la striction s'est produite le plus près du milieu de la longueur.

Le Tableau ci-après résume les éléments que donnent habituellement les essais de traction.

Désignation des barres.	Diamètre initial en millimètres.	Section initiale s en mm ² .	Limite d'élasticité par mm ²	Charge à la rupture par mm ²	Allongement pour 100 à la rupture.	Diamètre à la rupture.	Section à la rupture s' en mm ²	Striction $100 \frac{s-s'}{s}$
Barre en acier-nickel simplement forgée.....	44,7	1570	45 ^{kg}	81,2 ^{kg}	32,92	36,2	1029,22	34,4
Barre en acier-nickel trempée trois fois au rouge cerise...	44,9	1583	32	75,07	44,92	31,6	784,26	50,5
Barre en acier-nickel recuite au rouge cerise	44,6	1562	28	74,26	52,30	29	660,52	57,6
Barre en acier-nickel recuite au rouge sombre	44,9	1583	37	77,70	33,20	31,6	784,26	50,5
Barre en acier doux recuite au rouge cerise	44,9	1583	22	41,69	27,69	27,5	593,95	62,5

L'examen de ce Tableau donne lieu aux observations suivantes :

On remarque d'abord que la limite d'élasticité de la barre d'acier-nickel simplement forgée n'a été que de 45^{kg}; elle s'est donc trouvée sensiblement inférieure à la valeur que faisaient supposer les expériences d'Imphy. Après trempe, elle est descendue à 32^{kg}, comme c'était prévu.

Les valeurs trouvées pour l'allongement à la rupture sont un peu plus faibles que les valeurs accusées par les essais des petites barrettes de traction de 13^{mm}, 8 de diamètre; mais ce qu'il importe surtout de considérer, ce sont les variations des divers éléments sous l'action des traitements adoptés.

On reconnaît que le recuit au rouge cerise et la trempe ont agi dans le

même sens. Ces opérations ont abaissé d'une manière notable la limite d'élasticité; elles ont également diminué, mais, dans une moindre proportion, la charge de rupture; d'autre part, elles ont considérablement augmenté l'allongement à la rupture et la striction. Contrairement à ce que faisaient prévoir nos premiers essais de traction, l'influence du recuit a été supérieure à celle de la trempe; il y a là, sans doute, une question de température de forgeage et, peut-être, de corroyage que des expériences nombreuses permettraient seules d'élucider.

Le recuit au rouge sombre a agi dans le même sens, mais moins énergiquement, que le recuit au rouge cerise sur la limite élastique et sur la charge à la rupture; mais il n'a pas augmenté sensiblement l'allongement.

Indépendamment des résultats indiqués dans le Tableau ci-dessus, nous avons pu relever pour chaque barre les allongements successifs sous des charges croissantes.

Les courbes ainsi déterminées sont figurées sur la *Pl. XI*; on les a tracées en prenant pour abscisses les allongements pour cent et pour ordonnées les charges par millimètre carré. L'aire comprise entre la courbe ainsi définie, l'axe des abscisses et l'ordonnée extrême représente la résistance vive de rupture, c'est-à-dire la force vive nécessaire pour amener la rupture par choc à la traction. C'est précisément la faible valeur de cet élément qui condamne l'application des aciers durs ordinaires à la fabrication des pièces mécaniques soumises à des chocs; l'examen des courbes que nous avons tracées fait, au contraire, ressortir la supériorité considérable que l'acier-nickel présente à ce point de vue, même sur l'acier doux, surtout après trempe ou recuit au rouge cerise. Après avoir été écrouie par une charge de 71^{kg} par millimètre carré et avoir subi un allongement permanent considérable, une barre d'acier-nickel trempé de 45^{mm} de diamètre et de 325^{mm} de longueur a conservé une résistance vive de rupture à la traction supérieure à celle d'une barre identique en acier doux sans écrouissage. Il convient de remarquer toutefois, à cet égard, que, en raison de la valeur relativement faible de la striction prise par les barrettes d'acier-nickel, l'étendue de la région de la pièce qui travaille effectivement a beaucoup plus d'importance pour ce métal que pour l'acier doux, au point de vue de la résistance au choc.

Essais de compression à la romaine Joëssel.

Nous avons cherché à nous rendre compte de la résistance que présente l'acier NC.4 à la compression, et, dans ce but, nous avons soumis à des pressions croissantes sous le couteau de la romaine Joëssel de petites éprouvettes cylindriques de 5^{mm} de diamètre et de 9^{mm} de hauteur; à titre de comparaison, nous avons essayé dans les mêmes conditions une éprouvette en acier doux et une éprouvette en fonte. Nous avons pu déterminer assez approximativement la limite d'élasticité à la compression, en supprimant la charge au début

de l'opération, aussitôt que nous avons relevé la réduction de longueur de l'éprouvette. La charge maximum à laquelle la machine nous permettait de faire travailler les éprouvettes n'était d'ailleurs que de 290^{kg} par millimètre carré; elle a été reconnue insuffisante pour amener la rupture des échantillons de métal NC4 et d'acier doux, et nous n'avons eu pour ces métaux qu'une limite inférieure de la charge de rupture à la compression.

Nous donnons ci-après les résultats obtenus :

		Limite d'élasticité.	Charge de rupture.	Réduction de longueur sous une charge de 290 ^{kg} par millim. carré.
		^{kg}		^{p. 100}
Éprouvettes en métal NC4	simplement forgée.....	48	supér. à 290 ^{kg}	50,5
	trempe trois fois au rouge cerise....	30	id.	51,7
	trempe trois fois au rouge cerise et	30	id.	51,0
	recuite au bois flambant.....			
	recuite au rouge cerise après forgeage.	30	id.	52,2
	recuite au rouge sombre après forgeage.	35	id.	49,5
Éprouvette en acier doux trempée et recuite.....		28	id.	72,2
Éprouvette en fonte.....		35	87 ^{kg}	11,6
				à la rupture.

Les valeurs trouvées pour la limite d'élasticité à la compression des divers échantillons de métal NC4 se rapprochent beaucoup des valeurs données par l'essai à la presse hydraulique pour la limite d'élasticité à la traction. Au delà de la limite d'élasticité, les réductions de longueur observées sur les diverses éprouvettes de métal NC4, sous une même charge, sont très voisines et sensiblement inférieures à celle de l'éprouvette d'acier doux; mais ce sont toujours l'éprouvette trempée et l'éprouvette recuite au rouge cerise qui sont les plus tendres.

Les courbes figurées par la *Pl. XVI* expriment les résultats complets de ces essais de compression et donnent, sous des charges croissantes, les réductions de longueur des sept éprouvettes essayées.

Essais de flexion à la romaine Joëssel.

La résistance vive élastique qui mesure la valeur du choc maximum insuffisant pour produire des déformations permanentes dépend, non seulement de la valeur de la limite d'élasticité, mais encore du coefficient d'élasticité. Nous avons essayé de déterminer cet élément par des essais à la flexion en plaçant sur le tablier de la romaine Joëssel deux couteaux supplémentaires distants de 180^{mm}.

Les essais ont porté sur des barrettes à section carrée de 10^{mm} de côté;

comme dans les expériences faites à la presse hydraulique et en vue de reconnaître la limite élastique, une fois la flèche mesurée, on ramenait la charge à zéro et l'on déterminait la flèche restante. On a, comme précédemment, soumis successivement à la flexion :

- 1° Une barrette en acier NC4 simplement forgée;
- 2° Une barrette en acier NC4 trempée trois fois au rouge cerise;
- 3° Une barrette en acier NC4 trempée trois fois au rouge cerise et recuite au bois de sapin flambant;
- 4° Une barrette en acier NC4 recuite au rouge cerise;
- 5° Une barrette en acier NC4 recuite au rouge sombre;
- 6° Une barrette en acier doux trempée et recuite.

Les résultats des essais sont exprimés par les deux séries de courbes des *Pl. XVII* et *XVIII*. Les premières courbes donnent les flèches totales prises par les barrettes; les secondes donnent les flèches permanentes mesurées après suppression de la charge.

En raison de leur faible valeur, les flèches élastiques n'ont pu être mesurées avec une précision suffisante pour donner très exactement les différentes valeurs du coefficient d'élasticité.

Nous pouvons toutefois mettre en relief les phénomènes suivants :

Toutes les barrettes d'acier-nickel, sauf la barrette trempée, ont pris, presque dès le début de l'expérience, des flèches permanentes; la limite élastique de flexion de toutes ces barrettes, même de la barrette simplement forgée dont la limite élastique de traction a été trouvée très grande, est, en réalité, très faible et ne dépasse guère 20^{kg} par millimètre carré. Au contraire, la barrette trempée, comme la barrette en acier doux, n'a présenté de flèche permanente que pour les pressions supérieures à une force de 128^{kg}, correspondant à une charge de 33^{kg} par millimètre carré.

Le coefficient d'élasticité de l'acier-nickel trempé paraît d'ailleurs peu différent du coefficient d'élasticité de l'acier doux; l'acier-nickel simplement forgé prend, au contraire, sous l'action des charges les plus faibles, des déformations très grandes, correspondant à un coefficient d'élasticité très peu élevé.

En somme, malgré la valeur relativement grande de la limite élastique qui résulte des essais de traction, la limite élastique de flexion et surtout le coefficient d'élasticité sont, en réalité, faibles pour les pièces simplement forgées, de sorte que la résistance vive élastique est très réduite et que le métal est susceptible de prendre des déformations permanentes sous des chocs pour lesquels l'acier doux serait loin d'atteindre sa limite d'élasticité. Le recuit n'a pas paru améliorer beaucoup le métal à ce point de vue très important; la trempe, au contraire, a élevé la limite élastique de flexion à une valeur plutôt supérieure à celle de l'acier doux et a ramené en même temps le coefficient d'élasticité à une valeur normale.

Il semble donc que la trempe constitue le traitement le plus rationnel du métal NC4.

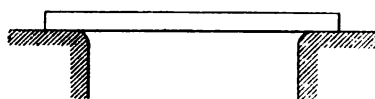
Essais au choc sur des barres de gros calibre.

L'une des propriétés à laquelle il convient d'attacher le plus d'importance, pour les aciers employés à la confection des pièces de machines, consiste dans la raideur. La comparaison des métaux, à ce point de vue particulier, peut s'opérer au moyen des déformations relevées aux essais de flexion par choc.

Nous avons donné ci-dessus les résultats des essais de choc pratiqués sur les barreaux réglementaires en métal NC4 et en acier doux ; ces résultats permettent d'apprécier assez exactement la raideur du métal NC4 sous ses différents états. Nous avons complété ces renseignements par de nouvelles expériences entreprises sur des barres de gros calibre.

Les barres essayées étaient cylindriques et avaient un diamètre de 62^{mm}. Elles reposaient sur deux tas en fonte (*fig. 20*), dont les faces verticales intérieures étaient distantes de 60^{mm} et se raccordaient avec les faces supérieures

Fig. 20.



horizontales par des congés de 43^{mm} de rayon. Le mouton employé était constitué par une étampe hors de service, dont la partie inférieure avait reçu la forme d'un couteau à arête arrondie, et qui pesait 647^{kg}. On l'a fait tomber sur chaque barre deux fois d'une hauteur de 2^m, puis une dernière fois d'une hauteur de 5^m.

Les résultats obtenus sont donnés par le Tableau suivant :

Désignation des barres.	Flèche après le		
	premier coup.	deuxième coup.	troisième coup.
	^{mm}	^{mm}	^{mm}
Barre d'acier-nickel trempée au rouge cerise	63	115	149
Barre d'acier-nickel recuite au rouge cerise	75	125	170
Barre d'acier-nickel recuite au rouge sombre	60	107	160
Barre d'acier doux trempée et recuite	116	151	170

La supériorité de l'acier-nickel sur l'acier doux au point de vue de la raideur apparaît clairement au premier coup et au deuxième coup. Sous l'influence des chocs les plus violents, la déformation de l'acier doux est peu différente de celle de l'acier-nickel.

Essais de fragilité.

Pour apprécier la fragilité de l'acier-nickel sous ses différents états et la comparer à celle de l'acier doux, nous avons redressé au rouge naissant les

barres essayées au choc; puis, après les avoir tournées à 60^{mm} de diamètre, nous avons pratiqué au milieu de leur longueur une incision triangulaire de 5^{mm} de profondeur, et nous les avons soumises à nouveau au choc du mouton.

Pour les barres en acier-nickel, le mouton est tombé une fois de 1^m de hauteur, deux fois de 2^m, une dernière fois de 5^m, ce qui donne une hauteur totale de 10^m. La barre recuite s'est rompue sous le dernier choc, la barre qui avait été trempée n'a pu être brisée que sur la moitié de sa section après avoir pris une flèche de 200^{mm}; les cassures présentaient d'ailleurs un aspect entièrement à nerf.

Pour la barre en acier doux, le mouton est tombé de 0^m,50 de hauteur; au troisième coup, la barre s'est rompue. La hauteur totale de la chute déterminant la rupture est par suite comprise entre 1^m et 1^m,50; la cassure était d'ailleurs à grain.

L'acier-nickel présente donc sur l'acier doux, surtout après trempe, une très grande supériorité au point de vue de la fragilité.

Étude de l'acier-nickel au point de vue de son application à la fabrication des blindages.

Le grand allongement observé sur les barrettes de métal NC4, joint à une charge de rupture élevée, paraissait *a priori* désigner cet acier comme particulièrement propre à la confection des blindages de pont, dont il semblait devoir permettre de diminuer notablement les épaisseurs. Nous avons donc cru intéressant d'étudier les propriétés de l'acier-nickel à ce point de vue.

L'installation dont nous disposons dans ce but permet de reproduire, sur une petite échelle, l'essai au tir normal employé pour la recette des plaques du pont. Une petite plaquette de 15^{mm} à 20^{mm} d'épaisseur est maintenue par des crampes en fer sur un massif en bois enveloppé d'une armature en fer, et reçoit le choc d'un mouton de 326^{kg}, terminé à la partie inférieure par une pointe ogivale et tombant de 5^m,50 de hauteur.

Une première série d'essais a été pratiquée sur des tôles de 20^{mm} d'épaisseur en acier-nickel et en acier extra-doux pour blindages. Au centre de chaque tôle était tracé un carré; le premier coup était frappé au centre de ce carré, et les autres coups aux quatre sommets.

Les déformations générales prises par les plaquettes ont été sensiblement les mêmes; mais les déformations locales ont été moindres pour l'acier-nickel que pour l'acier extra-doux. Pour toutes les plaquettes d'ailleurs, les derniers coups ont produit à l'arrière des saillies un peu plus fortes que le premier coup. Le Tableau ci-après résume les résultats obtenus :

Désignation des plaquettes.	Flèches des mamelons produits à la face de placage.		Péné- tration moyenne de la pointe du mouton.
	par le premier coup.	par les coups suivants.	
	mm	mm	mm
Tôle d'acier-nickel trempée et recuite.....	5	8,1	13
Tôle d'acier-nickel recuite au bois flambant.....	6	8,1	12,8
Tôle d'acier extra-doux de Fourchambault trempée et recuite (¹).	7	10,4	17,3
Tôle en acier extra-doux de Denain trempée et recuite.....	7,5	11,7	18,2

Ces résultats très satisfaisants nous ont engagé à poursuivre les expériences sur des plaquettes de 15^{mm} d'épaisseur. La tôle en acier extra-doux de Fourchambault s'est encore bien comportée avec une pénétration de 13^{mm},5 pour le premier coup et de 17^{mm},5 pour les cinq derniers, et des bossages d'une saillie moyenne de 21^{mm}; le quatrième coup seul présentait une légère fente à la face arrière. La tôle d'acier-nickel qui avait été trempée et recuite s'est au contraire déchirée sous l'action du mouton; le premier coup a même produit l'effet d'un véritable poinçonnage formant une débouchure qui ne tenait presque plus à la plaque.

Nous avons alors soumis à l'essai une plaquette d'acier-nickel simplement laminée, sans trempé ni recuit, et une plaquette de même métal trempée; les résultats sont restés sensiblement les mêmes. La *Pl. XLX* montre l'aspect après l'expérience des diverses plaquettes essayées.

Il paraît donc démontré que le métal NC4, malgré sa grande charge de rupture et son grand allongement, ne présenterait pas au tir de plein fouet une résistance aussi grande que l'acier extra-doux actuellement employé à la fabrication des blindages de pont. C'est que, dans le tir normal des blindages de pont, la plaque de faible épaisseur est soumise à un choc très voisin de celui qui amènerait la rupture, et la force vive de ce choc doit être éteinte par la déformation d'une région de la plaque très peu étendue; dans ces conditions, la propriété mécanique la plus importante consiste dans une valeur élevée de l'allongement de striction. Or, les essais de traction pratiqués sur l'acier-nickel ont montré que l'allongement de striction entrainait pour une très faible part dans l'allongement total à la rupture.

Il convient de remarquer toutefois qu'en réalité les blindages de pont ont essentiellement pour objet de résister au tir oblique des projectiles qu'ils doivent faire ricocher. Or, les déformations dues au tir oblique intéressent une région de la plaque plus étendue que celles dues au tir normal, et l'influence de la striction peut être beaucoup moins importante. Il est donc possible que, malgré les résultats indiqués ci-dessus, des essais au tir oblique

(¹) Ce métal contient 1 pour 100 de nickel environ.

fassent ressortir pour l'acier-nickel une certaine supériorité sur l'acier extra-doux au point de vue de son application à la fabrication des plaques de pont.

Essais à chaud et à froid des tôles en acier-nickel.

Nos expériences ont été complétées par l'étude des propriétés du métal NC4 laminé en tôles.

Nous avons essayé d'abord une tôle de 5^{mm} d'épaisseur, que nous avons achetée dans ce but à l'usine d'Imphy. La composition de cette tôle a été déterminée par une analyse faite au laboratoire de Guérigny; cette composition est donnée par le Tableau ci-après, où nous la mettons en regard de celle du gros lingot.

	Tôle achetée à Imphy.	Gros lingot fourni à Guérigny.
Carbone.....	0,810	0,632
Silicium.....	0,311	0,188
Manganèse.....	0,461	0,434
Chrome.....	1,822	2,210
Nickel.....	22,136	21,699

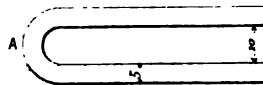
La teneur en carbone était donc sensiblement supérieure à celle de notre lingot.

Les essais à la traction, pratiqués sur des barrettes de 30^{mm} de largeur et de 200^{mm} de longueur entre repères, ont donné les résultats suivants :

Sens des barrettes.	Section <i>s</i> .	Charge à la rupture		Allon- gement p. 100.	Section de rupture <i>s'</i> .	Striction $\frac{100(s-s')}{s}$	Observations.
		totale.	par millim. carré.				
En long. . .	150	13 000 ^{kg}	86 ^{kg} ,6	49,1	65,7	56,2	Moy. de 2 barr.
En travers.	150	12 200 ^{kg}	81 ^{kg} ,3	36,6	74,2	50,5	Une barrette.

Deux éprouvettes, trempées au rouge cerise dans l'eau à 23°, ont été pliées à froid, la première sur un mandrin dont les deux faces parallèles étaient raccordées par une surface cylindrique d'un rayon égal à l'épaisseur de la tôle (*fig. 21*), la seconde sans mandrin, de manière à amener les deux moitiés

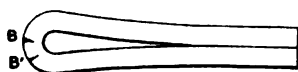
Fig. 21.



en contact. La première opération n'a donné lieu qu'à une petite cassure A sur l'un des bords de la tôle; à la seconde, il s'est produit une petite cassure sur chacune des rives en B et B' (*fig. 22*).

On a procédé ensuite à des essais à chaud consistant dans la confection de plusieurs calottes sphériques et d'une cuve. L'emboutissage doit se faire, comme le forgeage, entre le rouge cerise clair et le rouge cerise naissant, et

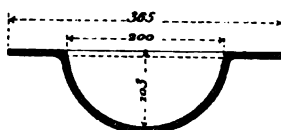
Fig. 22.



la durée de chaque chaude est, par suite, assez limitée; mais le métal se travaille sans difficulté.

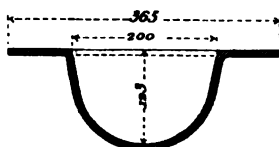
La première calotte, qui avait les dimensions réglementaires prévues pour les essais de recette des tôles en acier extra-doux, a été façonnée en vingt chaudes sans qu'il se soit produit ni gerçure ni criqûre (*fig. 23*).

Fig. 23.



La deuxième calotte a pu être amenée en vingt-quatre chaudes à une flèche de 123 mm (*fig. 24*); puis une déchirure s'est produite au sommet, à

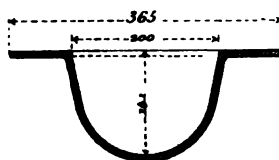
Fig. 24.



l'endroit où avait été frappé le coup de pointeau destiné à marquer le centre de la calotte. Le pointeau avait été évidemment imprimé trop profondément dans la tôle et avait donné lieu à une réduction locale d'épaisseur très sensible.

La troisième calotte, tracée avec plus de précaution, a subi vingt-huit chaudes et s'est déchirée après avoir atteint une flèche de 141 mm (*fig. 25*).

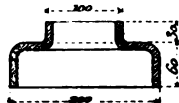
Fig. 25.



Enfin, la cuve, confectionnée dans les mêmes conditions que pour les tôles en acier extra-doux (*fig. 26*), ne présente aucun défaut.

A la suite de ces premiers essais, nous avons fabriqué de nouvelles tôles avec des plateaux provenant du gros lingot qui nous avait été livré par Imphy. Cette fabrication n'a pas présenté de difficultés spéciales. Toutefois,

Fig. 26.



comme le forgeage, le laminage ne peut s'opérer qu'entre des températures assez voisines et exige, par suite, des chaudes répétées. Il en résulte que la production courante des tôles en acier-nickel, de dimensions analogues à celles des tôles en acier doux, exigerait l'installation de fours spéciaux de grande longueur à proximité des laminiers.

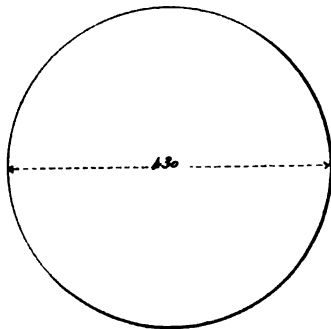
Nous avons d'abord laminé une tôle de 5^{mm}, sur laquelle nous avons recommencé avec succès les essais à chaud indiqués ci-dessus. Des barrettes de traction découpées dans la même tôle ont donné les résultats suivants, un peu inférieurs à ceux relatés plus haut, mais encore très satisfaisants :

Sens des barrettes.	Section primitive s.	Charge de rupture.		Allon- gement pour 100.	Section de rupture s'.	Striction $\frac{100(s-s')}{s}$	Observations.
		totale.	par millim.carré.				
En long...	156	12 500 ^{kg}	80 ^{kg}	35	88,5	42,5	Moy.de 2 barr.
En travers.	156	12 500 ^{kg}	80 ^{kg}	28,4	106,5	31,5	"

Enfin, nous avons réduit par laminage, à 2^{mm}, 5 d'épaisseur, un morceau de tôle de 5^{mm}, et nous avons confectionné deux vases dans les conditions ci-après.

On a découpé d'abord un fragment de forme circulaire, de 430^{mm} de dia-

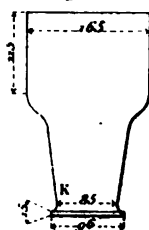
Fig. 27.



mètre (fig. 27). Ce fragment a été ensuite embouti à chaud, puis rétreint à froid au marteau à main; on a pu l'amener ainsi à la forme représentée par la fig. 28.

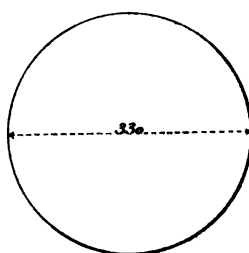
Une cassure qui s'est produite en K, dans une région qui avait été trop amincie par le marteau, n'a pas permis de pousser plus loin le travail.

Fig. 28.



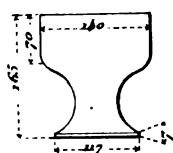
On a découpé alors un second fragment à un diamètre de 330^{mm} (*fig. 29*),

Fig. 29.



et, en opérant de la même manière, on a pu, cette fois, terminer le vase représenté par la *fig. 30*, d'une épaisseur très régulière. On avait soin, au cours

Fig. 30.



du travail à froid, de tremper de temps en temps la tôle dans l'eau froide, après chauffage au rouge cerise, et l'on arrivait ainsi à détruire à peu près complètement l'écrouissage dû à l'action du marteau.

Toutes ces expériences ont montré très nettement que les tôles de métal NC 4, très supérieures aux tôles d'acier doux au point de vue de la résistance, supportent cependant, presque aussi bien que ces dernières, le travail d'emboutissage à chaud et à froid. En outre, une variation assez sensible dans la teneur en carbone (de 0,63 pour 100 à 0,81 pour 100), modifie peu la résistance et les propriétés de ces tôles.

Essais de rivetage des tôles en acier-nickel.

Pour être entièrement fixé sur la valeur de l'acier-nickel, au point de vue de son application aux travaux de chaudronnerie et de constructions métalliques, il importait de vérifier la tenue du rivetage exécuté avec des rivets en métal NC 4.

Dans ce but, nous avons confectionné des réservoirs cylindriques, que nous avons essayés sous pression au moyen de la pompe de compression qui dessert notre presse à gabarier. Le premier de ces réservoirs est représenté par les *fig. 31* et *32*. Le diamètre intérieur était de 250^{mm}, et l'épaisseur des

Fig. 31.

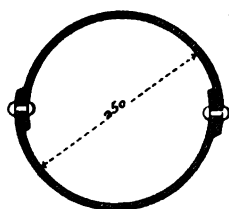
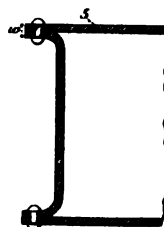


Fig. 32.

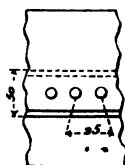


tôles était de 5^{mm}. Les rivets avaient 10^{mm} de diamètre et avaient été confectionnés avec des barres rondes achetées à cet effet à l'usine d'Imphy. Les essais de traction, pratiqués sur des barrettes prélevées dans ces barres, ont donné les résultats ci-après :

Diamètre des épreuves.	Section primitive <i>s</i> .	Charge à la rupture		Allonge- ment pour 100 sur 65 ^{mm} entre repères.	Calibre à la rupture.	Section de rupture <i>s'</i> .	Striction $\frac{(s-s')}{s} \cdot 100$.
		totale.	par millimètre carré.				
9 ^{mm}	63,6	6000	94,33	44,2	6	28,27	55
9 ^{mm}	63,6	6050	95,1	42,3	6,1	29,22	54
Totaux...	»	»	189,43	86,5	»	»	109
Moyenne.	»	»	94,71	43,25	»	»	54,5

L'enveloppe était formée de deux demi-viroles assemblées à recouvre-

Fig. 33.



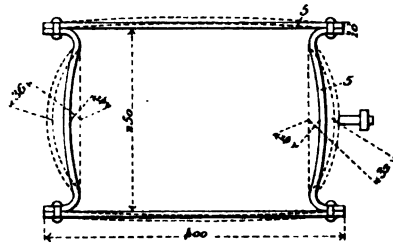
ments avec joints à un seul rang de rivets constitués comme l'indique la *fig. 33*. Les fonds emboutis étaient réunis au corps par seize rivets chacun. On

réalisait ainsi très sensiblement l'égalité de résistance de l'enveloppe et du rivetage.

Sous une pression de 16^{ks} par millimètre carré, l'étanchéité du réservoir a été parfaite; mais l'essai à outrance n'a pu être poussé jusqu'à la rupture par suite de l'abondance des fuites qui se sont déclarées dans les coutures longitudinales, quand la pression s'est élevée. On a pu atteindre toutefois une pression de 100^{ks} et le cylindre avait pris la forme tracée en pointillé sur la *fig. 34*.

Il est facile de déterminer la charge R à laquelle avaient travaillé les rivets dans cette épreuve. Si l'on fait une coupe par l'axe du cylindre, et que l'on considère une portion de ce cylindre de 1^m de hauteur, on voit que l'on dis-

Fig. 34.



pose, en dehors des joints d'une section de tôle, de $2 \times 5^{mm} \times 10^{mm}$, pour résister à un effort de traction égal à $100^{ks} \times 25$, dû à la pression intérieure de 100^{ks} par centimètre carré. Comme la résistance des joints longitudinaux en ce qui concerne les rivets est égale aux soixante-trois centièmes de la tôle pleine, on a

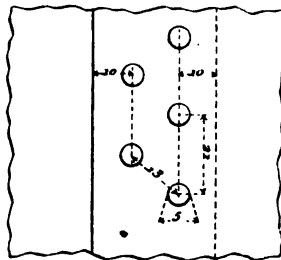
$$R = \frac{100 \times 25}{10 \times 10 \times 0,63};$$

d'où

$$R = 39^{ks},7.$$

Dans une autre expérience, et en vue de diminuer la pression intérieure nécessaire pour amener la rupture, on a réduit l'épaisseur de l'enveloppe à

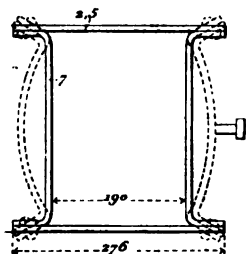
Fig. 35.



2^{mm},5 et porté le diamètre à 270^{mm}. En outre, et pour mieux assurer l'étanchéité, on a fait des coutures à deux rangs de rivets. Les coutures longitudi-

nales en rivets de 5^{mm} sont représentées par la *fig. 35*; les fonds en tôle d'acier de 7^{mm} d'épaisseur ont été réunis au cylindre par des rivets d'acier doux de 8^{mm} de diamètre. Le réservoir s'est montré parfaitement étanche sous une pression de 20^{kg}; mais il n'a pu être rompu à l'essai à outrance, par suite des fuites qui se sont produites dans les coutures. Cette fois cependant, la pression intérieure a pu être poussée sans rupture jusqu'à 120^{kg} par millimètre carré, et le cylindre avait pris la forme représentée en pointillé par la *fig. 36*.

Fig. 36.



Nous pourrions calculer comme précédemment la charge R , à laquelle avaient été soumis sans se rompre les rivets des coutures longitudinales.

La résistance relative du joint en ce qui concerne les rivets était égale aux 75 centièmes de celle de la tôle pleine; avec une épaisseur de tôle de 2^{mm},5, un diamètre intérieur de 270^{mm} et une pression intérieure de 120^{kg}, on a

$$R = \frac{120 \times 27}{5 \times 10 \times 0,75}$$

d'où

$$R = 86^{\text{kg}},4.$$

A la suite de l'essai sous pression, nous avons cassé le réservoir en l'aplatissant sous un pilon. Il a pris une forme de soufflet en se déchirant par endroits, mais nous avons constaté que peu de rivets étaient rompus.

Les dernières expériences ont donc mis nettement en relief l'excellente tenue du rivetage en acier-nickel. Elles ont montré en même temps que le matage permet d'obtenir, avec ce rivetage, une étanchéité parfaite, même pour des pressions notablement supérieures à celles usitées dans la pratique des générateurs de vapeur.

L'acier NC4 peut donc se substituer à l'acier doux aussi bien pour les chaudières que pour les constructions métalliques de tout genre, et son emploi permettrait des réductions d'échantillons très importantes.

Essais de corrosion.

Les expériences entreprises sur les tôles d'acier ont été complétées par des essais de corrosion, qui ont permis de comparer l'altérabilité du métal à celle

de l'acier doux. De petites plaquettes carrées de 25^{mm} de côté et de 5^{mm} d'épaisseur, préalablement polies, ont été placées :

1° Dans une eau saturée de sel marin et constamment maintenue à l'état d'ébullition dans un bain de sable (l'eau était naturellement remplacée au fur et à mesure de son évaporation);

2° Dans une eau également saturée de sel marin, mais froide;

3° Dans une eau légèrement acidulée;

4° Dans la vapeur à 4^{kg} de pression environ.

Les expériences ont duré cinq mois.

Au bout de ce temps, les plaquettes ont été lavées à l'eau, à l'alcool et à l'éther, puis examinées, et l'on fait les constatations résumées dans le Tableau ci-après :

		Poids primitif des plaquettes.	Perte en poids des plaquettes		Aspect des plaquettes après l'essai.
			après 70 jours.	après 150 jours.	
1 ^{re} Eau salée bouillante.	Acier-nickel..	22,944	0,005	0,025	Les arêtes sont légèrement attaquées ; les faces présentent des taches noires, ailleurs elles sont lisses.
	Acier doux...	23,409	0,183	0,366	
2 ^{re} Eau salée froide....	Acier-nickel..	23,990	0,012	0,013	Les arêtes sont fortement rongées, les faces sont couvertes d'oxyde, les parties non oxydées sont tachées de noir.
	Acier doux...	24,028	0,101	0,167	
3 ^{re} Eau acidu- lée.....	Acier-nickel..	23,737	0,089	0,195	Les faces sont lisses, mais présentent des taches noires.
	Acier doux...	24,063	0,283	0,424	
4 ^{re} Vapeur...	Acier-nickel..	22,795	0,003	0,004	Les faces sont légèrement attaquées près des angles et lisses partout ailleurs.
	Acier doux...	23,280	0,065	0,072	

Ces expériences sont très concluantes et font ressortir nettement la supériorité de l'acier-nickel sur l'acier doux au point de vue de la résistance à la corrosion, en particulier dans l'eau salée. En dehors de toute considération de résistance, cette remarque justifierait à elle seule l'emploi de l'acier-nickel pour les tôles de bordé des torpilleurs, et d'une manière générale pour toutes les tôles minces dont on craint l'altération par l'eau.

Conclusion.

En somme, le métal NC4 (1) présente des propriétés mécaniques très remarquables. Après forgeage et sans aucun traitement, sa limite élastique dépasse 40^{ks}, sa charge de rupture 70^{ks} et son allongement à la rupture atteint 45 pour 100. Toutefois, la limite élastique de flexion et le coefficient d'élasticité, déterminés par des essais de flexion, paraissent trop faibles pour permettre de l'employer à cet état. Le traitement qui paraît le mieux convenir à ce métal consiste dans une trempe au rouge cerise non suivie de recuit ; la limite élastique descend alors à une valeur comprise entre 30^{ks} et 35^{ks}, mais la résistance vive élastique augmente notablement. En même temps l'allongement à la rupture atteint 60 pour 100, et la charge à la rupture restant sensiblement la même, la résistance vive de rupture prend une valeur très élevée. La fragilité, déjà très faible pour le métal simplement forgé, diminue encore dans de grandes proportions.

Il convient d'ajouter qu'aux essais de traction les barrettes s'allongent sur toute leur longueur ; il en résulte que, dans une pièce en métal NC4 soumise à un choc, toutes les parties concourent ensemble à éteindre par leur allongement la force vive du choc, malgré les différences de section qui peuvent exister de l'une à l'autre. Nous pensons donc qu'on peut faire travailler le métal à une charge presque double de celle qui est admise pour l'acier doux. Dans ces conditions, une mèche de gouvernail en acier-nickel ne coûterait guère plus du double de la pièce en acier doux qu'elle remplacerait.

En ce qui concerne les applications possibles du métal NC4 à la fabrication des pièces de forge, nous avons reconnu que les pièces brutes de forge présentent généralement des veines plus ou moins profondes, et l'on est conduit par suite à prévoir sur toutes les surfaces un excédent de métal de 10^{mm} d'épaisseur à faire disparaître par l'usinage. D'autre part, on ne peut considérer comme pratique d'autre travail d'usinage que celui des tours, machines à raboter et autres outils de même genre. Dans ces conditions, on ne doit songer à confectionner en métal NC4 que des pièces terminées par des surfaces planes ou de révolution, telles que des mèches de gouvernail, des arbres cylindriques, des pistons, des tiges de piston, etc...

Les tôles de métal NC4 se travaillent très bien à chaud et à froid ; réunies par des rivets de même métal, elles donnent des coutures solides et parfaitement étanches. Dans ces conditions, les valeurs élevées de leur ténacité, de

(1) Ce métal est défini par la composition ci-après :

Carbone	de	0,55 à 0,80 %
Silicium	de	0, 2 à 0, 5 %
Manganèse	de	0,30 à 0,60 %
Chrome	de	2 à 3 %
Nickel	de	20 à 25 %

leur malléabilité et de leur résistance aux divers agents d'altération doivent rendre leur emploi très avantageux dans bien des cas, en particulier dans la fabrication des coques de torpilleurs. La longueur maximum des tôles dépendrait naturellement de la profondeur des fours dont disposeraient les usines de laminage.

Enfin, le métal NC4, étudié au point de vue d'une application possible à la fabrication des plaques de pont, a paru inférieur à l'acier extra-doux au tir de plein fouet, employé jusqu'ici pour la recette de ces plaques. Il n'est pas démontré, toutefois, qu'au tir oblique, seul à considérer au point de vue pratique pour ce genre de blindage, le métal NC4 ne présente sur l'acier extra-doux une certaine supériorité qui permettrait, le cas échéant, de réaliser des économies de poids sérieuses par des réductions d'épaisseur. Un essai de tir pratiqué sur un fragment de plaque laminé à Guérigny, permettrait seul d'élucider cette question.

III. — De l'acier au silicium.

Des considérations qui ont conduit l'usine d'Imphy à proposer l'acier au silicium.

Depuis trois ans, l'usine d'Imphy emploie, pour la fabrication des ressorts de qualité supérieure, destinés aux Compagnies de chemins de fer, un acier à haute teneur en silicium (1,20 pour 100) et à faible teneur en carbone (0,30 pour 100). Cet acier est laminé en barres plates, dont la largeur varie de 60 à 150^{mm} et l'épaisseur, de 5 à 12^{mm}. Les barres sont ensuite recuites au rouge cerise, puis trempées à l'eau au rouge cerise, jusqu'à ce que leur température atteigne environ 300°, et enfin soumises à un recuit au bois flam-bant, suivi d'un refroidissement naturel à l'air.

A la suite de ces opérations, la limite élastique de flexion atteint, aux dires de l'usine, 130^{kg} par millimètre carré, et la charge de rupture à la flexion, dans la fibre la plus chargée, va jusqu'à 200^{kg} par millimètre carré.

Les essais à la traction pratiqués sur des barrettes de 30^{mm} de largeur, d'une épaisseur égale à l'épaisseur des barres et de 100^{mm} de longueur entre repères, donnent les résultats suivants :

Limite d'élasticité.....	110 ^{kg}
Charge de rupture.....	125 ^{kg}
Allongement pour 100 à la rupture.....	7 à 9

Ce métal est en outre très fibreux et, par suite, très résistant au choc ; la rupture au choc, au lieu de se produire brusquement, se fait par arrachement du nerf des fibres.

D'après M. Werth, Directeur des usines de Fourchambault et d'Imphy, la mise en évidence des propriétés remarquables de ce métal aux fibres longues

et soyeuses, de teinte gris argent, doit être attribuée au recuit final au bois flambant. Avant ce recuit, l'acier casse à grain fin et présente une grande fragilité; la transformation de la texture serait due, par suite, à une dissociation des combinaisons définies fournies par le silicium avec le carbone et le gaz occlus, dissociation qui se produirait entre 400° et 450° et amènerait, avec la précipitation du carbone à l'état de graphite spécial, une diffusion des gaz dans les porosités des granulations primaires du métal coulé. Ces vues ont paru confirmées au cours de nos essais par la cassure d'une barre ronde de 40^{mm} qui avait été traitée dans de bonnes conditions et qui présentait au centre un vide entouré de fibres allongées.

Dès l'année 1888, paraît-il, l'acier au silicium a été essayé par le Creusot, et appliqué à la fabrication des tôles de 15^{mm} d'épaisseur pour masques d'affûts. Le métal aurait supporté, sans se rompre, un grand nombre de coups de canon-revolver de 37^{mm}; la pointe des obus étant enveloppée à l'arrière par les lèvres relevées de la tôle.

L'usine d'Imphy a exécuté des essais analogues sur des tôles minces de 5^{mm} et 7^{mm} d'épaisseur qui présentaient une texture très nerveuse et qui se sont montrées cette fois très résistantes, peu fragiles et très élastiques.

L'usine de Saint-Étienne a également confectionné, en 1893, pour le *Charner*, des tôles en acier durci qui présentaient déjà une teneur en silicium assez élevée et qui avaient la composition suivante :

Carbone.....	0,68
Manganèse	0,50
Silicium	0,40
Soufre	0,01
Phosphore.....	0,01

L'ensemble des résultats des essais indiqués plus haut a engagé l'usine d'Imphy à vérifier les propriétés de l'acier à très haute teneur en silicium sur des barres rondes forgées. D'après ce qui nous a été dit, un rond de 40^{mm}, traité dans les mêmes conditions que l'acier pour ressorts de qualité supérieure, aurait donné les mêmes résultats à la traction et aurait présenté une texture très nerveuse qui le rendait très résistant au choc. Imphy a donc proposé l'acier au silicium aux ateliers de construction de Puteaux qui recherchaient un métal très résistant et très élastique pour la fabrication des essieux des affûts d'un canon à tir rapide sans recul imaginé par le colonel Deport. Un lot important de barres aurait été, par suite, livré à Puteaux pour cet emploi spécial et aurait donné, tant aux essais physiques qu'aux essais de tir, des résultats très satisfaisants.

Pour obéir aux prescriptions de la dépêche ministérielle du 18 février 1895, nous avons commandé à Imphy un lingot dont la partie saine à nous livrer devait peser 2000^{kg}.

Coulée du lingot d'acier au silicium fourni à Guérigny.

Le lingot d'acier au silicium qui nous a été fourni par l'usine d'Imphy a été coulé le 22 mai 1895.

L'opération n'a duré que six heures et a été conduite de la même manière que les opérations ordinaires au four acide. L'affinage a été poussé jusqu'à ce qu'une éprouvette prélevée dans le bain accusât une résistance de 42^{ks} environ; ce point était atteint quatre heures et demie après la première charge. A ce moment on a jeté sur le bain 15^{ks} à 20^{ks} de coke en poudre pour arrêter l'affinage, et l'on a introduit dans le four, après les avoir préalablement chauffés, les 700^{ks} de ferro-silicium nécessaires pour donner à l'acier la teneur voulue en silicium; enfin, avant de couler, on a ajouté comme d'habitude 25^{ks} de ferro-manganèse.

Deux barrettes de 16^{mm} de diamètre et de 200^{mm} entre repères, tirées chacune d'un petit lingot de 2^{ks} coulé avec le gros, ont accusé, après laminage et recuit au rouge cerise, une charge à la rupture de 75^{ks} avec un allongement de 21 pour 100 et un diamètre à la rupture de 13^{mm} environ.

La composition du métal est donnée ci-après :

	Résultats trouvés à	
	Fourchambault.	Guérigny.
Carbone	0,260	0,430
Silicium	1,516	1,651
Soufre	0,025	0,016
Phosphore	0,021	0,06
Manganèse	0,630	0,815

Forgeage du lingot d'acier au silicium.

Le lingot d'acier au silicium qui nous a été livré était de forme octogonale, et ses dimensions sont données par la *fig.* 37. Après découpage de la masselotte, il pesait 2084^{ks}.

Le forgeage a commencé le 18 juin 1895. On a d'abord étiré le pied du lingot de manière à l'amener à une section carrée de 280^{mm} de côté, ainsi que l'indique la *fig.* 38. Quatre chaudes au rouge cerise ont été nécessaires pour arriver à ce résultat. La pièce s'est assez bien comportée au cours de ces opérations; toutefois il s'est produit des pailles, en général peu importantes, mais très nombreuses, dont les plus sérieuses ont été enlevées à la tranche à la fin de chaque chaude.

On s'est ensuite griffé sur la partie étirée du pied pour forger le haut du

lingot, qui a été amené en quatre chaudes à une section carrée de 250^{mm} de côté, comme le montre la *fig. 39*. A la troisième chaude, de légères cri-

Fig. 37.

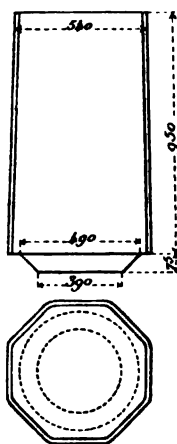
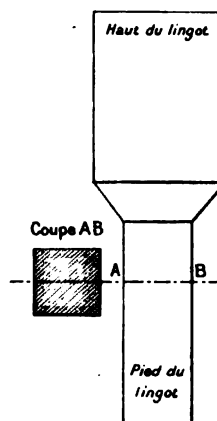
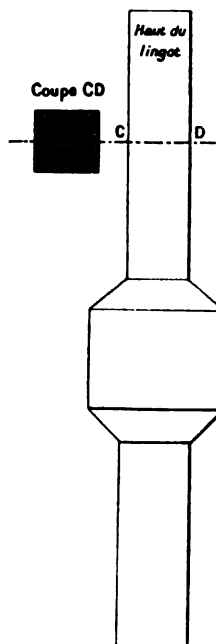


Fig. 38.



qûres ont paru sur l'un des angles du carré et ont été purgées à la tranche; elles n'ont pas reparu à la quatrième chaude.

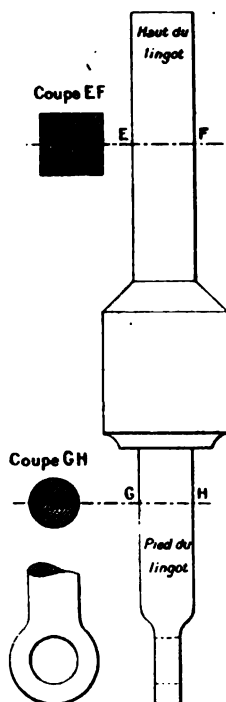
Fig. 39.



Le lingot a été alors retourné et la partie basse a été étirée de nouveau et amenée en deux chaudes à la forme d'une pièce cylindrique de 200^{mm} de diamètre.

Au cours de la deuxième chaude, on a aplati l'extrémité de manière à vérifier les propriétés du métal par un essai de mandrinage (*fig. 40*). On a commencé par percer à chaud et au mandrin un trou de 50^{mm} de diamètre, on a ensuite agrandi ce trou jusqu'à 200^{mm} en passant successivement des

Fig. 40.



mandrins de diamètres croissants. Pendant toutes ces opérations, aucune déchirure ne s'est produite.

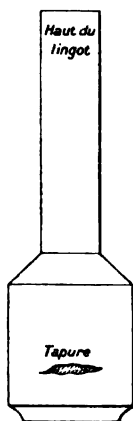
La barre ronde obtenue dans le pied une fois détachée, on a voulu continuer le forgeage de la maquette représentée par la *fig. 41*.

On a rencontré à ce moment une grande cavité intérieure, qui formait une solution de continuité bien nette dans le voisinage du milieu. La région présentant cette cavité une fois détachée, on a terminé le forgeage par l'étirage d'un plateau de 250^{mm} d'épaisseur, qui a été laminé en plaque de 40^{mm} d'épaisseur.

M. Werth considère la cavité qui existait au milieu du lingot comme due à une retassure. Il explique ce défaut par la nature même de l'acier au silicium dont les gaz se dégagent, non au moment de la coulée, mais pendant la solidification du métal. Il estime qu'on l'éviterait aisément par une masselotte épaisse en terre, qui maintiendrait liquide la partie supérieure du lingot pendant le figeage du métal dans la lingotière en fonte. L'expérience seule

pourrait montrer quelle est la valeur de l'explication et du remède qui en découle. On se trouvait peut-être simplement en présence d'une tapure analogue à celles qui se produisent assez fréquemment dans les aciers durs. Toutefois, comme la coulée d'un lingot de 3500^{kg} d'acier à très haute teneur

Fig. 41.



en silicium constitue à notre connaissance la première tentative de ce genre, la possibilité d'obtenir d'une manière courante de gros lingots de ce métal parfaitement sains ne nous paraît pas démontrée, et des expériences nouvelles permettraient seules d'élucider ce point.

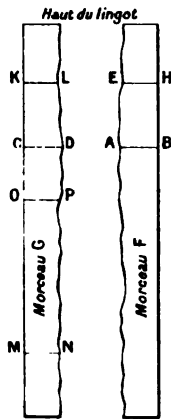
Quoi qu'il en soit, nous devons constater que la partie saine du lingot s'est travaillée sans difficulté dans des conditions normales, et, la question de la coulée des lingots mise à part, rien ne s'oppose à ce qu'on fabrique en acier au silicium des pièces de forge de même forme que les pièces actuellement fabriquées en acier doux.

Trempe de la barre carrée provenant du haut du lingot.

La barre à section carrée de 250^{mm} de côté, provenant de l'étrirage du haut du lingot, a été trempée au rouge cerise (900°) le 8 septembre 1895, vers 2^h du soir. Cette barre a tapé pendant la trempe en produisant une forte détonation. La tapure dirigée dans le sens de la longueur de la barre était peu ouverte; mais dans la nuit suivante, à 3^h du matin, les deux morceaux G et F se sont séparés avec une nouvelle détonation, et l'un d'eux a été projeté à 50^{cm} de l'autre. La *fig. 42* montre les deux morceaux après leur décollement; la *fig. 43* indique la forme de la tapure. Deux jours après la trempe, le morceau F a tapé dans le sens du travers suivant la ligne AB. Quatre jours après la trempe, le morceau G a tapé également dans le sens du travers suivant la ligne CD. Dix-sept jours après la trempe, le morceau F a tapé de nouveau

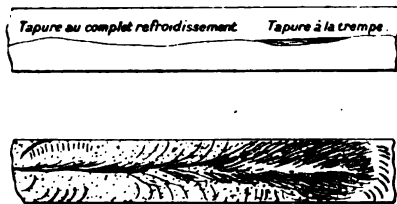
suivant la ligne EH, et dix-huit jours après la trempe, le morceau G a tapé également suivant la ligne KL. Enfin, le 17 octobre 1895, c'est-à-dire trente-

Fig. 42.



neuf jours après la trempe, le morceau G a tapé une fois encore en MN et en OP.

Fig. 43.



M. Werth explique ces tapures successives par un refroidissement trop prolongé dans l'eau. Peut-être ces phénomènes sont-ils dus également en partie à ce que le bloom avait été pris dans la partie haute du lingot, à un endroit où se prolongeait la retassure. Quoi qu'il en soit, il n'en reste pas moins constant que, pour l'acier au silicium d'Imphy, comme pour les aciers ordinaires au carbone de grande dureté, la trempe d'une pièce épaisse constitue une opération délicate et dangereuse.

La réduction de la section diminue d'ailleurs probablement beaucoup les chances de tapure, car la barre ronde de 200^{mm} de diamètre et la plaque de 40^{mm} d'épaisseur, trempées avec la barre carrée, n'ont donné lieu à aucun incident.

Texture et propriétés mécaniques de l'acier au silicium simplement forgé.

Après simple forgeage, et comme l'avait d'ailleurs fait prévoir M. Werth, l'acier au silicium présente les caractères ordinaires de dureté et de fragilité de l'acier à haute teneur en carbone.

Nous donnons ci-après les résultats des essais de traction et de choc prélevés sur la barre carrée avant tout traitement :

1° *Essais de traction.*

Sens des barrettes.	Calibre.	Section en millim. carrés. <i>s.</i>	Charge à la limite d'élasticité		Charge à la rupture		Allonge-ment p. 100.	Calibre à la rupture.	Section de rupture <i>s'</i> .	Striction $\frac{s-s'}{s} \times 100.$	Texture à la rupture.
			totale.	par millim. carré.	totale.	par millim. carré.					
En long	13,8	150	8500	56,66	11700	78,00	14,0	12,3	118,82	21	Grain très fin
Id.	13,8	150	6700	44,66	10300	68,66	4,7	13,4	141,02	6	Grain fin
En travers	13,8	150	6600	44,00	8300	58,66	2,6	13,3	138,93	7	Grain fin
Id.	13,8	150	7000	46,66	11600	77,33	14,9	12,2	116,90	22	Grain très fin

2° *Essais au choc du mouton de 18^{kg} tombant de 2^m,75 de hauteur.*

Des deux barreaux de choc relevés dans le sens de la longueur, l'un a cassé au troisième coup de mouton, l'autre avait 13^{mm} de flèche au cinquième coup et a cassé au septième.

Les deux barreaux prélevés dans le sens du travers ont cassé au deuxième coup de mouton.

Le corroyage de 4 subi par la barre carrée était donc insuffisant pour donner au métal l'homogénéité nécessaire.

Une barre ronde de 75^{mm} de diamètre qui avait été obtenue par l'étirage d'un morceau de la barre tapée, et qui avait subi, par suite, un corroyage beaucoup plus considérable, a donné des résultats un peu plus satisfaisants. Toutes les barrettes et tous les barreaux ont été pris dans le sens de la longueur; mais les uns ont été pris au centre et les autres à la surface.

1° *Essais de traction.*

Position des barrettes.	Calibre.	Section <i>S.</i>	Limite d'élasticité.	Charge à la rupture	Allonge-ment pour 100.	Calibre à la rupture.	Section de rupture <i>S'</i> .	Striction $\frac{S-S'}{S} \times 100.$	Observations.
				par millimètre carré.					
Centre.....	13,8	150	55,3	83,0	15,4	11,85	110	26,5	Moyenne de 2 barrettes.
Surface.....	13,8	150	52,0	81,1	16,3	10,6	88	41,0	Id.

2° *Essais au choc du mouton de 18^{kg} tombant de 2^m,75 de hauteur.*

Désignation des barrettes.	Flèches après le			Observations.
	5 ^e coup.	10 ^e coup.	15 ^e coup.	
	mm	mm	mm	
1 ^{er} barreau du centre.....	12	20	»	Cassé au 11 ^e coup.
2 ^e » »	12	20	27	» 19 ^e »
1 ^{er} » de la surface.....	»	»	»	» 4 ^e »
2 ^e » »	12	»	»	» 7 ^e »

Les essais de choc dénotent une grande fragilité que doivent faire disparaître la trempe et le recuit.

Résultat de la première série d'opérations de trempe et de recuit.

Les premières opérations de trempe et de recuit, que nous avons pratiquées sur l'acier au silicium, ont été loin de produire les effets attendus. La trempe était faite au rouge cerise et le recuit au bois flambant.

Les essais mécaniques ont donné les résultats ci-après :

1^{re} Essais de traction.

Désignation des pièces.	Sens des barrettes.	Calibre.	Section S.	Charge		Allongement p. 100.	Calibre à la rupture.	Section de rupture S'.	Striction $\frac{S-S'}{S} \times 100$.	Observations.
				par milli-mètre carré à la limite d'élasticité.	par milli-mètre carré à la rupture.					
Barre ronde de 200 ^{mm} de diamètre.....	en long	13,8	150	58,3	88,7	15,3	10,3	83,32	44	Moy. de 2 barrettes.
	en travers	13,8	150	49,3	76,6	6,0	13,1	134,78	10	Id.
Plaque de 40 ^{mm} d'épaisseur.....	en long	13,8	150	60,0	90,6	16,8	10,3	83,32	44	Id.
	en travers	13,8	150	62,3	92,7	11,0	11,3	100,28	33	Id.

2^e Essais au choc du mouton de 18^{kg} tombant de 2^m,75 de hauteur.

Désignation des pièces.	Sens des barreaux.	Flèches en millimètres après le					Observations.
		5 ^e coup.	10 ^e coup.	15 ^e coup.	20 ^e coup.	25 ^e coup.	
Barre ronde de 200 ^{mm} de diamètre.....	en long	11	18	25	»	»	Cassé au 19 ^e coup
	id.	11	20	27	»	»	» 16 ^e »
	en travers	»	»	»	»	»	» 2 ^e »
	id.	12	»	»	»	»	» 6 ^e »
Plaque de 40 ^{mm} d'épaisseur.....	en long	11	17	»	»	»	» 14 ^e »
	en travers	10	17	22	27	30	» 29 ^e »

La trempe et le recuit avaient bien produit une certaine amélioration du métal; mais on était loin d'avoir atteint la limite élastique prévue, et le métal était encore très fragile. Quant à la texture, elle a été déterminée par rupture après incision sous le marteau-pilon; la barre ronde aussi bien que la plaque ont cassé sans plier, et la cassure présentait un grain très fin avec arrachement. Nous avons cru devoir d'abord attribuer cet insuccès à la grande épaisseur des pièces traitées, et nous avons répété à plusieurs reprises les opérations de trempe et de recuit sur une tôle de 20^{mm} d'épaisseur provenant du laminage d'un fragment de la plaque de 40^{mm}. Il ne nous a pas été possible d'obtenir la texture fibreuse annoncée par l'usine d'Imphy, et le métal a conservé le caractère de fragilité révélé par les premiers essais.

Résultats d'une seconde série d'opérations de trempe et de recuit.

Nous avons signalé à l'usine d'Imphy les résultats insuffisants donnés par nos essais.

A la suite de cette communication, et sur la demande de l'usine, nous lui avons envoyé un morceau d'une tôle de 20^{mm}, et un fragment d'une barre ronde de 60^{mm} pour les faire traiter, en notre présence, par des ouvriers de l'atelier des ressorts.

Les pièces, chauffées au rouge cerise sur la sole d'un four à reverbère au tirage naturel, ont été trempées dans l'eau froide; on avait soin de les sortir de l'eau avant complet refroidissement pour éviter les tapures. Le recuit a été fait avec des soins tout particuliers. Aussitôt trempée, la pièce était introduite dans le tisard du four sans contact avec le charbon; au cours du réchauffage, l'ouvrier, qui tenait la pièce avec une tenaille, la sortait fréquemment pour la frotter avec un morceau de bois de sapin, puis il la retournait avant de la remettre au feu, afin de bien égaliser la température. Dès que le frottement du bois sur la pièce produisait des étincelles, on arrêtait le chauffage et on laissait refroidir librement à l'air. Ce sont ces précautions spéciales que l'usine d'Imphy avait omis de nous indiquer.

Le fragment de tôle, traité comme il vient d'être dit, a été soumis au choc d'un mouton; il a plié d'une manière notable avant de se rompre, et la texture présentait des fibres longues et soyeuses. Le morceau de barre de 60^{mm} au contraire a cassé presque sans plier, et la section de rupture présentait une texture à grains avec arrachement sans fibres.

Il semblait résulter de cette expérience que la trempe et le recuit ne produisent les effets attendus que sur des pièces de faible section. Cependant, dans le but d'être bien fixé sur les propriétés de l'acier au silicium, nous avons cru devoir entreprendre à Guérigny une nouvelle série d'expériences.

Nous avons traité successivement :

1° Deux morceaux de tôle de 10^{mm} provenant d'un angle dédoublé de la tôle de 20^{mm}, dont un morceau avait été envoyé à Imphy;

2° Deux tôles de 15^{mm} obtenues par le laminage d'un fragment de la plaque de 40^{mm} déjà essayée;

3° Deux barres rondes de 40^{mm} de diamètre.

Les deux morceaux de tôle de 10^{mm} ont été chauffés pour le recuit dans un tisard de four; les autres pièces ont été réchauffées très lentement sur deux chevalets placés sous la grille du four qui avait servi à la trempe.

Les essais de traction pratiqués sur ces divers échantillons ont donné les résultats ci-après :

Désignation des barrettes.	Diamètre initial.	Section initiale s.	Longueur entre repères. mm	Charge à la rupture par millim. carré. kg	Allon- gement pour 100.	Calibre à la rupture.	Section de rupture s'.	Striction $\frac{s-s'}{s} \times 100.$	Observations.
Tôle de 10 ^{mm}	10 ^{mm}	78,5	72	163	3,8	8,9	62,21	20	{ Rupture à 8 ^{mm} du repère
1 ^{re} tôle de 15 ^{mm}	12,9	130,7	100	140	5,4	10,7	89,92	27	{ Rupture à 13 ^{mm} du repère.
	12,9	130,7	100	142,7	5,4	10,5	86,59	29	{ Rupture à 16 ^{mm} du repère.
2 ^e tôle de 15 ^{mm}	13,8	150	100	130,5	7,2			36	{ Rupture à 16 ^{mm} du repère.
1 ^{re} barre ronde de 40 ^{mm} de diamètre.	13,8	150	100	125,6	8,9	11,7	107,51	28,3	{ Rupture à 16 ^{mm} du repère.
	13,8	150	100	118,3	8,4	11,5	103,86	30,8	{ Rupture à 25 ^{mm} du repère.
2 ^e barre ronde de 40 ^{mm} de diamètre.	13,8	150	100	120	8,5	10,5	103,86	30,8	{ Rupture à 25 ^{mm} du repère.

Un barreau de choc, prélevé dans la seconde barre ronde de 40^{mm}, a supporté 61 coups du mouton de 18^{kg} tombant de 2^m,75 de hauteur; la flèche, au moment de la rupture, était de 30^{mm}.

L'ascension rapide de la colonne de mercure n'a pas permis de relever la limite élastique aux essais de traction; mais on a pu constater que cette limite élastique a une valeur très élevée, car la barrette prélevée dans une tôle de 10^{mm} ayant dû être reprise, après s'être échappée des mordaches de la machine, ne présentait aucun allongement permanent, bien qu'elle eût subi une charge de 125^{kg} par millimètre carré.

La texture des différents échantillons a été déterminée par des essais de choc.

Un des fragments de tôle de 10^{mm} d'épaisseur, soumis au choc du mouton de 18^{kg} employé pour les essais réglementaires, n'a présenté de déchirure qu'après avoir plié de près de 90°, et les deux extrémités de la tôle ont pu être amenées au contact sous le pilon sans rupture complète; la cassure était entièrement à fibres longues et soyeuses. Une bande prélevée dans la première tôle de 15^{mm} a été cassée sous le pilon; elle ne s'est rompue qu'après avoir plié de 32° et la texture était nerveuse.

Enfin, la première barre de 40^{mm}, également rompue sous le pilon, ne s'est cassée qu'après avoir plié de 40° environ, et présentait une texture fibreuse.

L'usinage des diverses éprouvettes essayées n'a présenté aucune difficulté; malgré son extrême dureté qui ne lui permet pas de se laisser entailler par la tranche à froid, le métal trempé et recuit se coupe très bien avec de l'acier à outils ordinaire, à la condition qu'on évite d'arroser pour ne pas détruire localement l'effet du recuit.

Nous avons complété les expériences précédentes par une série d'essais au

mouton analogues à ceux que nous avons fait subir à des plaquettes d'acier-nickel, dans le but d'étudier les qualités du métal au point de vue de son application à la fabrication des blindages. Rappelons, à cet égard, que le mouton pesant 326^{kg}, et terminé par une pointe ogivale, tombait de 5^m, 50 de hauteur. La *Pl. XX* montre l'aspect et la forme des plaquettes après l'essai.

Une première plaquette de 19^{mm} d'épaisseur, traitée par l'usine d'Imphy, s'est fendue au premier coup sur presque toute sa longueur; la pénétration était d'ailleurs très faible et ne dépassait pas 12^{mm}. Le métal avait dû être mal recuit. Un second fragment de la même tôle, qui avait été trempé et recuit à Guérigny, et qui était dédoublé sur une grande partie de sa surface, a reçu un coup de mouton dans la région saine. Le résultat de cet essai a été très remarquable; la pénétration n'a été que de 11^{mm}, la saillie du mamelon formé à l'arrière a été très faible, et le projectile a rebondi pour venir former une seconde empreinte dans le voisinage de la première.

Nous avons ensuite fait subir cinq coups de mouton à chacune des deux plaquettes de 15^{mm} qui ont servi aux essais de traction indiqués plus haut.

La plaquette n° 1, recuite au bois de sapin étincelant, ne s'est pas fendue; mais chacun des coups a presque débouché la plaque en formant emporte-pièce avec une pénétration moyenne de 18^{mm}. La plaquette n° 2, recuite à la limite extrême du bois étincelant, s'est profondément déchirée, et la pénétration a atteint en moyenne 227^{mm}; le recuit avait été évidemment poussé trop loin. Sur l'une et l'autre des deux plaquettes, le mouton a rebondi à plusieurs reprises assez haut pour venir former une seconde empreinte dans le voisinage de celle due au choc proprement dit.

L'acier au silicium, convenablement trempé et recuit, a donc subi ces dernières épreuves à peu près dans les mêmes conditions que l'acier-nickel; il a montré toutefois une élasticité plus grande qui lui permet de faire ressort, même en se déchirant. La faible valeur de la striction explique, comme pour l'acier-nickel, l'infériorité de l'acier au silicium sur l'acier extra-doux au point de vue du tir normal; mais au tir oblique, l'acier au silicium, qui, malgré sa grande dureté, jouit d'une absence complète de fragilité due à sa texture fibreuse, présenterait très probablement une grande supériorité.

Ces considérations ne présentent guère d'ailleurs, au moins pour le moment, qu'un intérêt purement théorique; les procédés de recuit employés jusqu'à ce jour ne permettraient certainement pas d'obtenir en tous les points d'une plaque de grandes dimensions, et sans la dépasser, la température du bois de sapin étincelant qui produit la transformation moléculaire nécessaire pour donner au métal la qualité voulue.

Conclusion.

Il résulte de nos expériences que l'acier au silicium, convenablement traité, jouit de propriétés mécaniques très intéressantes. Avec une limite élastique très élevée et une charge de rupture qui dépasse 125^{kg}, on arrive à obtenir

encore un allongement de près de 9 pour 100; en outre, le métal est peu fragile, et l'on peut réaliser, au moins sur des pièces minces, une texture à fibres longues et soyeuses, qui répartit sur une région plus ou moins grande les effets d'un choc local.

Par suite de sa grande élasticité, qui l'a fait adopter d'une manière générale pour la fabrication des ressorts supérieurs, ce métal paraîtrait surtout éminemment propre à la confection des blindages de pont, dont le rôle consiste, en somme, à faire ricocher les projectiles qui les frappent obliquement (¹).

Malheureusement les difficultés que paraît offrir la coulée de gros lingots parfaitement sains, les aléas que présente la trempe en raison de la dureté du métal, et surtout la presque impossibilité d'opérer dans de bonnes conditions sur des pièces de grandes dimensions le recuit nécessaire pour développer les qualités du métal, ne permettent pas de faire entrer, au moins pour le moment, l'acier au silicium dans le domaine de la pratique. Il ne pourrait guère être employé qu'à la confection de petites pièces telles que tiges de pistons et de tiroirs, bielles de petits moteurs, etc.; nous pensons même qu'avant de se décider à cette application, pourtant très restreinte, il serait nécessaire de compléter par des essais pratiques les expériences faites jusqu'à ce jour.

Conclusion générale.

En somme, l'acier NC.4 au nickel et au chrome pourrait être appliqué, dès maintenant, en vue d'une réduction des échantillons, à la confection des mèches de gouvernail et pièces analogues terminées par des surfaces planes ou de révolution, d'un poids maximum de 2500^{kg} environ. En comptant pour le métal sur un prix de 1^{fr},50 le kilogramme, à l'état de lingot sans masselotte, on trouve que le prix de revient d'une pièce telle que les mèches de gouvernail serait à peu près égal à trois fois et demi celui de la pièce identique exécutée en acier doux; mais, avec les réductions d'échantillons qu'on pourrait faire, ce prix de revient diminuerait beaucoup.

Quant à l'acier au silicium, malgré son prix peu élevé et les propriétés très remarquables qu'on peut lui faire acquérir par la trempe et le recuit, au moins sur des pièces de faible échantillon, il ne nous paraît susceptible pour le moment d'aucune application pratique.

(¹) Le prix de l'acier au silicium en lingot ne dépasserait pas celui de l'acier ordinaire.

LISTE GÉNÉRALE DES MÉMOIRES

PUBLIÉS DANS LES SIX PREMIERS VOLUMES.

VOLUME N° 1 (ANNÉE 1890).

Note sur les actions réciproques du gouvernail et de l'hélico, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.

De l'influence économique de la légèreté dans la construction des navires, par M. HAUSER, Ingénieur de la Marine.

Les Cuirassés de station, par M. LISBONNE, Vice-Président.

Étude sur la résistance de l'acier, par M. CUZINIER, Inspecteur du Bureau Veritas.

Croiseurs de la Marine militaire des États-Unis, par M. LISBONNE, Vice-Président.

VOLUME N° 2 (ANNÉE 1891).

De la puissance des chaudières et des causes qui la limitent, par M. DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Ingénieur de la Marine.

De la répartition des températures dans les chaudières à haute pression et des moyens de l'égaliser, par M. J. AUSCHER, Ingénieur de la Marine.

Étude du système de distribution Marshall, par M. MARBEC, Élève-Ingénieur de la Marine.

Étude sur la résistance des carènes, par M. ALHEILIG, Ingénieur de la Marine.

Note au sujet de la stabilité sur houle des torpilleurs, par M. FERRAND, Ingénieur de la Marine.

Des proportions à donner au rivetage d'un joint d'égale résistance, dans le cas où tous les rivets ont le même diamètre, par M. G. ACROUS, Ingénieur de la Marine.

Équations d'équilibre d'une membrane de révolution soumise à une pression intérieure, par M. ALHEILIG, Ingénieur de la Marine.

Recherche de la loi du mouvement de roulis sur houle, en milieu non résistant, par M. MARBEC, Élève-Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 3 (ANNÉE 1892).

Note sur la loi de la variation du poids de la charpente des navires avec les dimensions et sur la limitation qui en résulte dans la grandeur absolue, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.

Méthode pour la détermination des éléments mécaniques des propulseurs hélicoïdaux, par M. DRZEWIECKI, Ingénieur.

Note relative à une méthode pour le calcul des carènes inclinées, par M. CH. DOYÈRE, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.

Méthode pour la recherche des bras de levier de redressement, par M. A. DE REFFYK, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Description d'un sharpes de 9^t,5 de déplacement, par M. G. AUROUS, Ingénieur de la Marine.

Théorie des propulseurs, par MM. POLLARD et DUDEBOUT, Ingénieurs de la Marine.

Sur quelques principes de Mécanique graphique, par M. MARBEC, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 4 (ANNÉE 1893).

Des conditions de marche des navires à petite vitesse, par M. E. WIDMANN, Directeur général des Forges et Chantiers de la Méditerranée.

Résultats obtenus par l'emploi du tirage forcé en cendriers fermés dans les ateliers et sur divers navires de la Compagnie générale Transatlantique, par M. V. DAYMARD, Vice-Président.

Quelques points concernant les cuirassés, par M. E. WEYL.

Note sur les travaux de déglacement dans les estuaires fluviaux et maritimes, par M. DIBOS, Ingénieur.

Sur la puissance giratoire comparée des gouvernails placés en avant et en arrière des hélices, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.

Note sur l'influence de l'immersion de l'hélice et de la vitesse sur la rupture du cylindre d'eau actionné, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.

Voies d'eau et pompes centrifuges, par M. DE MAUPEOU D'ABLEIGES, Directeur des Constructions navales.

Étude sur l'autonomie des ports de Commerce en France et en Angleterre, par M. LE COUR GRANDMAISON, ancien Député, Armateur.

Nouvelle méthode de calcul des éléments d'une carène, par M. KRILOFF, Professeur à l'Académie navale de Saint-Petersbourg.

Études de géométrie des carènes, par M. CH. DOYÈRE, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.

Note sur l'utilisation des chalands pour la réparation des petits bateaux dans les ports à marée, par M. A. CRONEAU, Professeur à l'École du Génie maritime.

Le Congrès international maritime de Londres, par M. MULLER, ancien capitaine au long cours.

De l'emploi de l'aluminium dans les Constructions navales, par M. GUILLOUX, Ingénieur de la Marine.

VOLUME N° 5 (ANNÉE 1894).

Des lois de similitude dans diverses questions de constructions navales, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.

Note sur le remplacement des foyers dans les chaudières marines, par M. V. DAYMARD, Vice-Président.

Carènes et machines. Formules relatives au travail résistant, par M. RISBEC, Directeur des ateliers de la Compagnie des Messageries maritimes.

Étude sur la fatigue des navires, par M. L. VIVET, Ingénieur civil des Constructions navales.

Les effets de la loi sur la Marine marchande italienne, par M. MULLER, ancien Capitaine au long cours.

De l'utilité du scaphandre à bord des navires long-courriers, par M. DIBOS, Ingénieur.

Aperçu de la méthode Horta pour le jaugeage des fleuves et estuaires maritimes, au moyen de flotteurs amarrés, par M. DIBOS, Ingénieur.

Application de la bouée-espars aux cours d'eau, par M. LECOINTE, Ingénieur en chef de la Marine belge.

L'Artillerie de bord et l'armement des navires, par M. MERVEILLEUX DU VIGNAUX, Ingénieur aux Forges et Chantiers de la Méditerranée.

VOLUME N° 6 (ANNÉE 1895).

Emploi, dans les constructions, d'aciers à haute limite d'élasticité, par M. BARBA, ancien Ingénieur en chef des Usines du Creusot.

Le problème de la vitesse, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.

Variation de pas le long d'une aile d'hélice par sa rotation dans son moyeu, par M. DAYMARD, Vice-Président.

Des formes à donner aux bâtiments à grande vitesse, par M. AUROUS, Sous-Directeur de l'École du Génie maritime.

La bataille du Yalu et ses conséquences dans la construction des bâtiments de guerre, par M. FERRAND, Ingénieur de la Marine.

Note sur un type de bateaux de rivière à faible tirant d'eau, par M. PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

Rocherches au sujet des bouées d'hiver pour les fleuves maritimes exposés aux débâcles de glaces, par M. PIERRARD, Ingénieur de la Marine belge.

Note sur les charrues à glace, par M. DIBOS, Ingénieur civil.

Notes sur les câbles et fils métalliques, par M. DUCHESNE, Ingénieur civil.

Applications de la turbine Laval à la Marine, par M. SCIAMA, Directeur de la Maison Breguet.

Les résultats de la Loi sur la Marine marchande pendant les trente-trois premiers mois, par M. MULLER, ancien Capitaine au long cours.

Théorie du tangage sur mer houleuse, par M. KRILOFF, Professeur à l'Académie navale de Saint-Petersbourg.

Note sur le moteur rotatif, système Filtz, par M. PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.

La complication des navires de guerre, ses causes et ses remèdes, par M. CRONEAU, Professeur à l'École du Génie maritime.

Résultats pratiques de l'emploi de l'aluminium dans les constructions navales, par M. GUILLOUX, Ingénieur de la Marine.



TABLE DES MATIÈRES.

	Pages
Statuts.....	V
Liste des membres du Bureau et du Comité d'études.....	IX
Liste des membres de l'Association.....	XI
Compte rendu. Comptes. Allocution du Président.....	I

SESSION DE 1896.

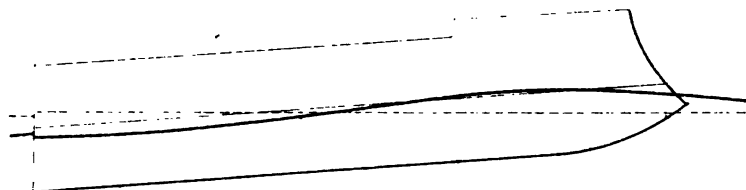
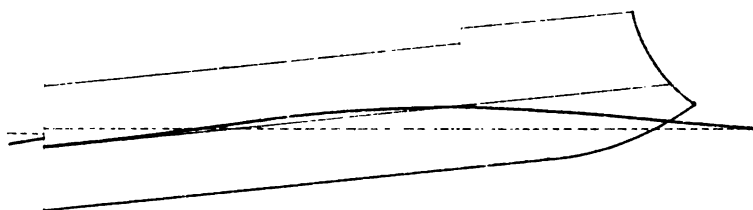
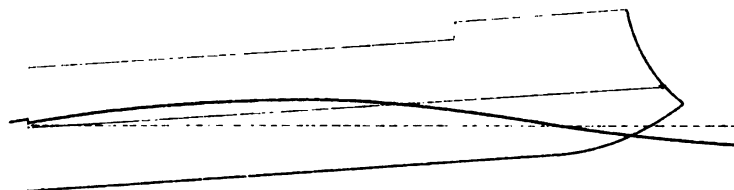
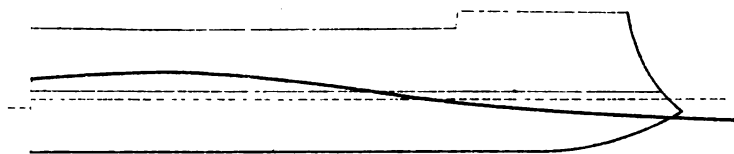
Septième session de l'Association technique maritime.....	2
Théorie du tangage sur une mer houleuse, par M. KRILOFF, Professeur à l'Académie Navale de Saint-Petersbourg.....	5
De l'influence qu'un chargement liquide exerce sur la stabilité d'un navire, par M. P. DUHEM, professeur de Physique théorique à la Faculté des Sciences de Bordeaux.....	43
Changements d'immersion, de stabilité et d'assiette éprouvés par un navire qui flotte sur des liquides de différentes densités, par M. POLLARD, Ingénieur de la Marine.....	51
Note au sujet du calcul du moment résistant des gouvernails, par M. DE COURVILLE, Ingénieur de la Marine.....	57
Note sur une transformation de machine compound à 5 ^{te} en machine compound à 12 ^{te} , par M. D'ALLEST, Directeur des Ateliers Fraissinet.....	65
Sur la guerre maritime, par M. J.-A. NORMAND, Vice-Président.....	73
Développement des marines de guerre dans le cours des dix dernières années, par M. LEFLAIVE, Ingénieur de la Marine.....	91
Note supplémentaire sur les bateaux à faible tirant d'eau avec hélices sous voûtes, par M. PIAUD, Ingénieur en chef du Bureau Veritas.....	167
Dereliets, par M. DIBOS, Ingénieur de la Compagnie <i>la Foncière</i>	173
La Terminologie maritime, par M. MULLER, ancien Capitaine au long cours.....	181
Considérations et données sur les bouilleurs, par M. GAYDE, Ingénieur de la Marine.....	184
Note sur la chaudière Ni clause, par M. DUCHESNE, Ingénieur civil.....	263
Les nouveaux générateurs Belleville, par M. GODARD, Directeur de la Société des Générateurs Belleville.....	279
Note sur certains aciers spéciaux, par M. ABRAHAM, Ingénieur de la Marine.....	291
Liste des Mémoires publiés dans les six premiers Volumes.....	367

PLANCHES.

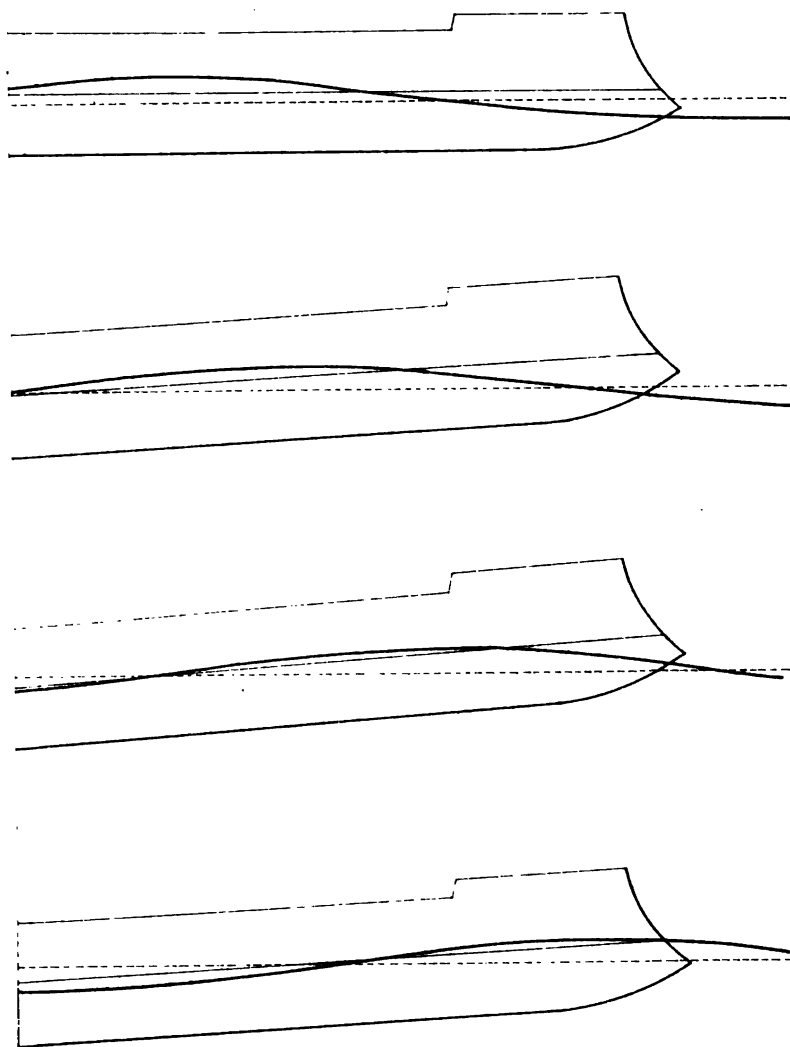
- I à III. — Théorie du tangage sur une mer houleuse.
- IV. — Discussion.
- V. — Note au sujet du calcul du moment résistant des gouvernails.
- VI. — Note supplémentaire sur les bateaux à faible tirant d'eau avec hélices sous voûtes.
- VII à IX. — Note sur la chaudière Niclausse.
- X à XIV. — Les nouveaux générateurs Belleville.
- XV à XX. — Note sur certains aciers spéciaux.

mments de la vague

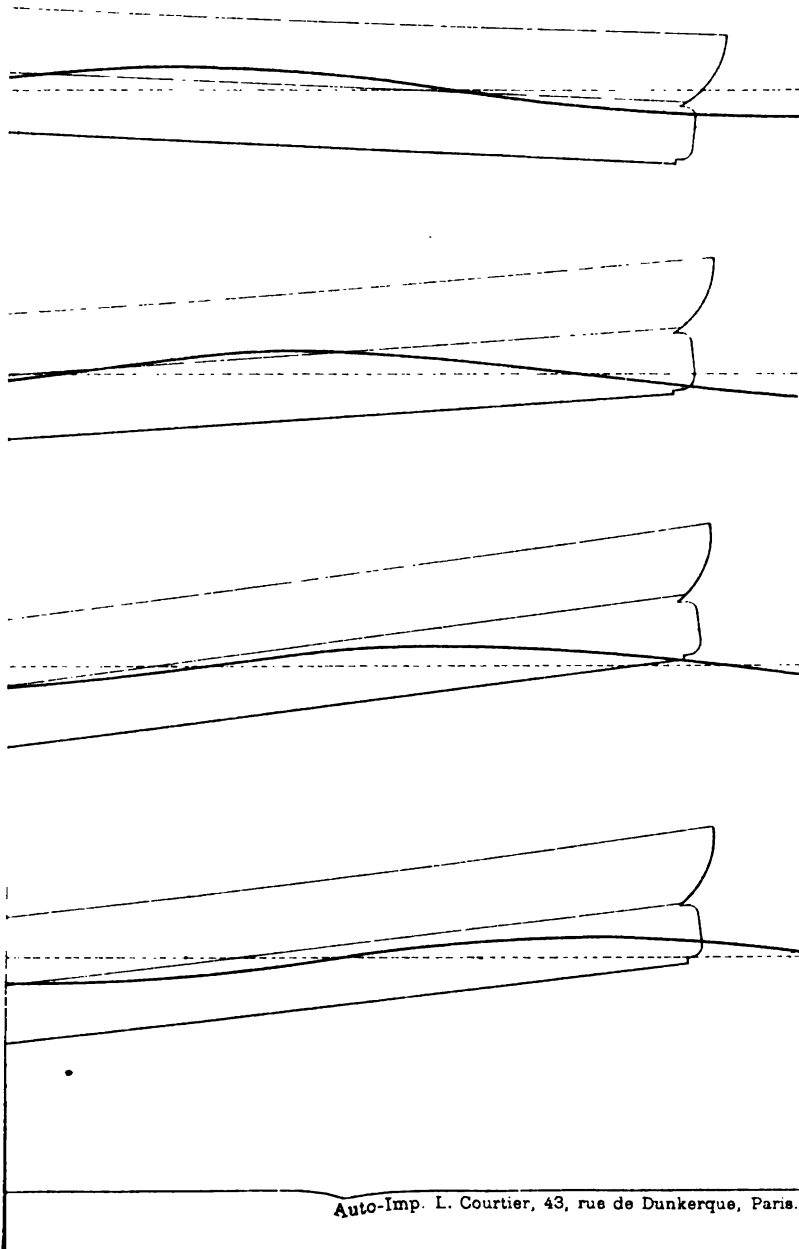
25^m Période vraie 8^s
5^m Période apparente 9^s



vague 9^e



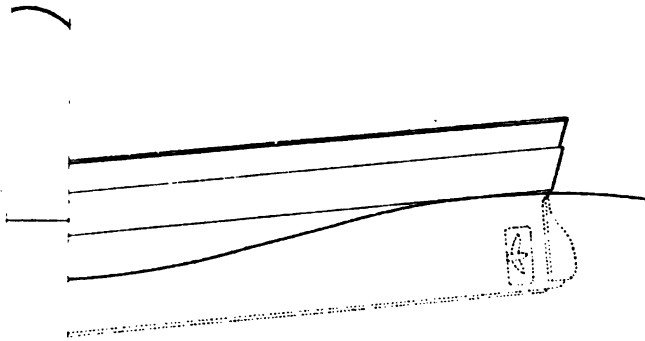
le vrai 9°



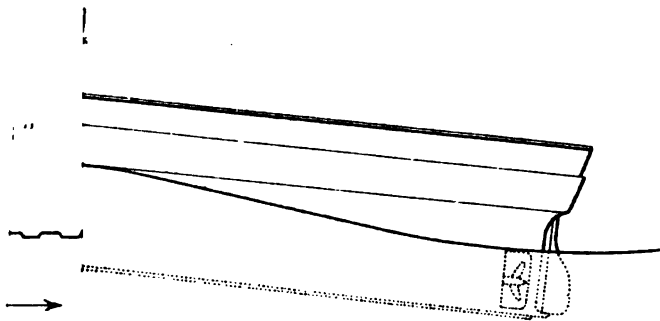
EX

houle de 80^m de longueur
(art de période)

sion de l'avant

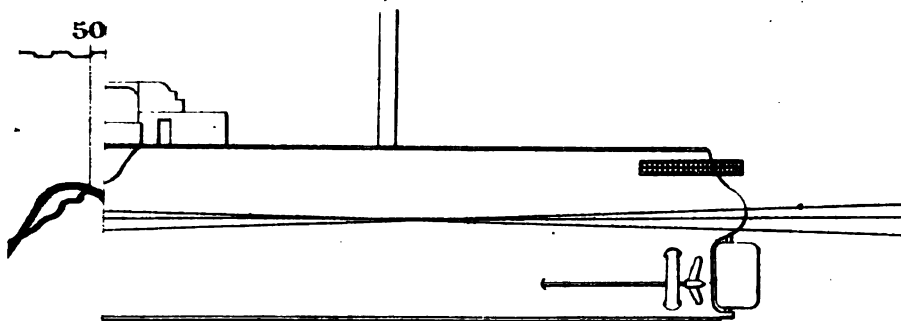


sion de l'avant

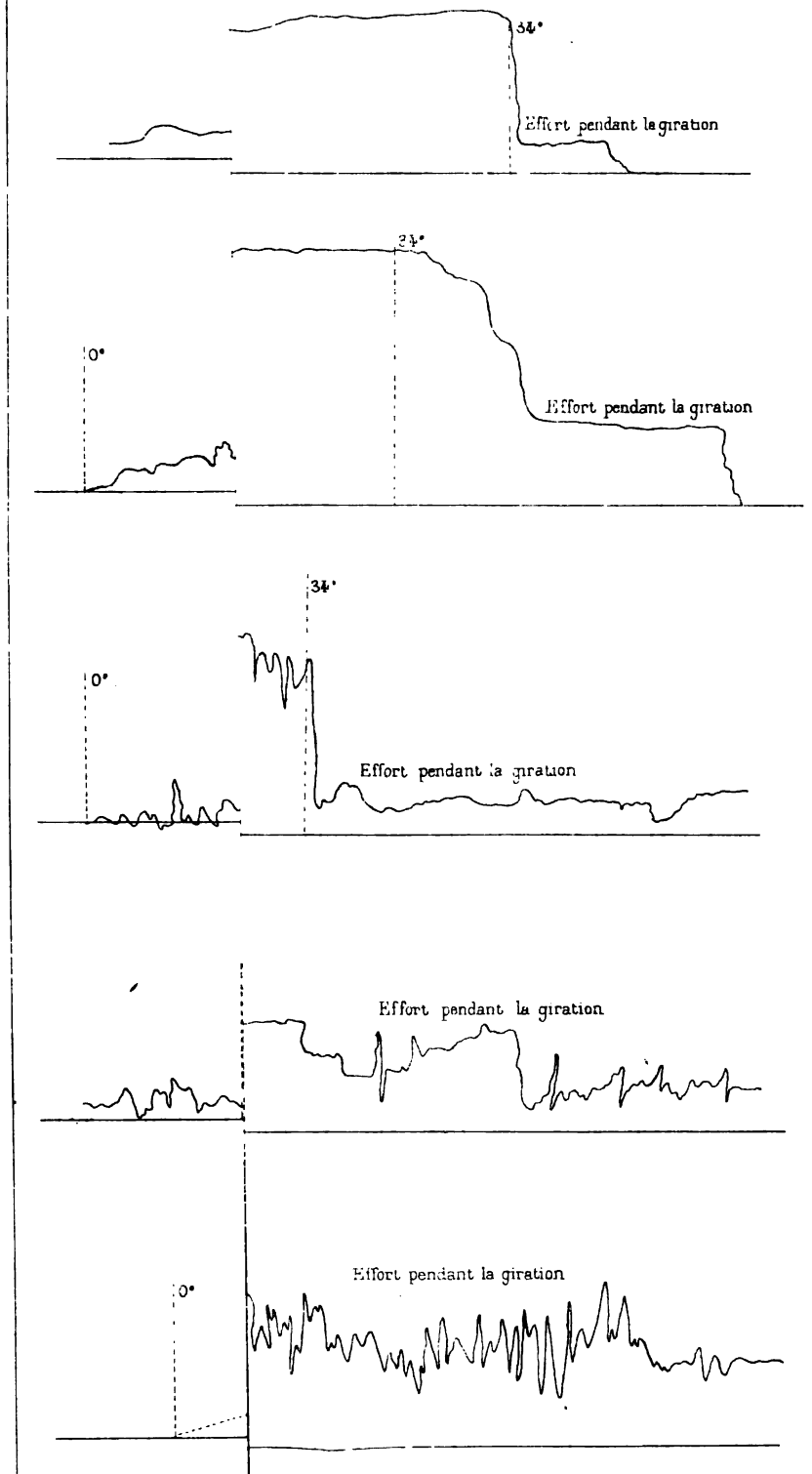


AU " (d'après des photographies)

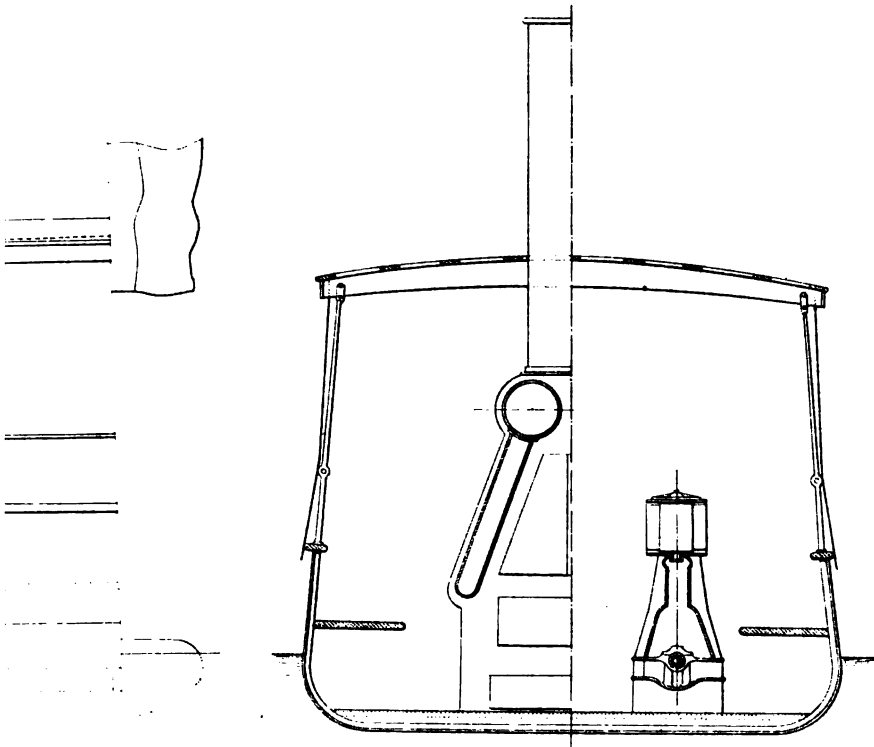
LEH "



CHARIOT DE LA BARRE



Coupe transversale



Légende

Longueur totale	15 ^m 060
Largeur au fort	2 ^m 800
Profondeur de carène ou tirant d'eau	0 ^m 350
Vitesse en nœuds à l'heure	10 nœuds
Condensation	par surface
Exposant en charge comme suit	
Charbon pour 100 nœuds	
En plus	50 tonnes
Déplacement au tirant d'eau ci-dessus	9 tonnes

Pl. X

5

==

que, Paris.

Pl. X

f

5

=

que, Paris.

Pl. X

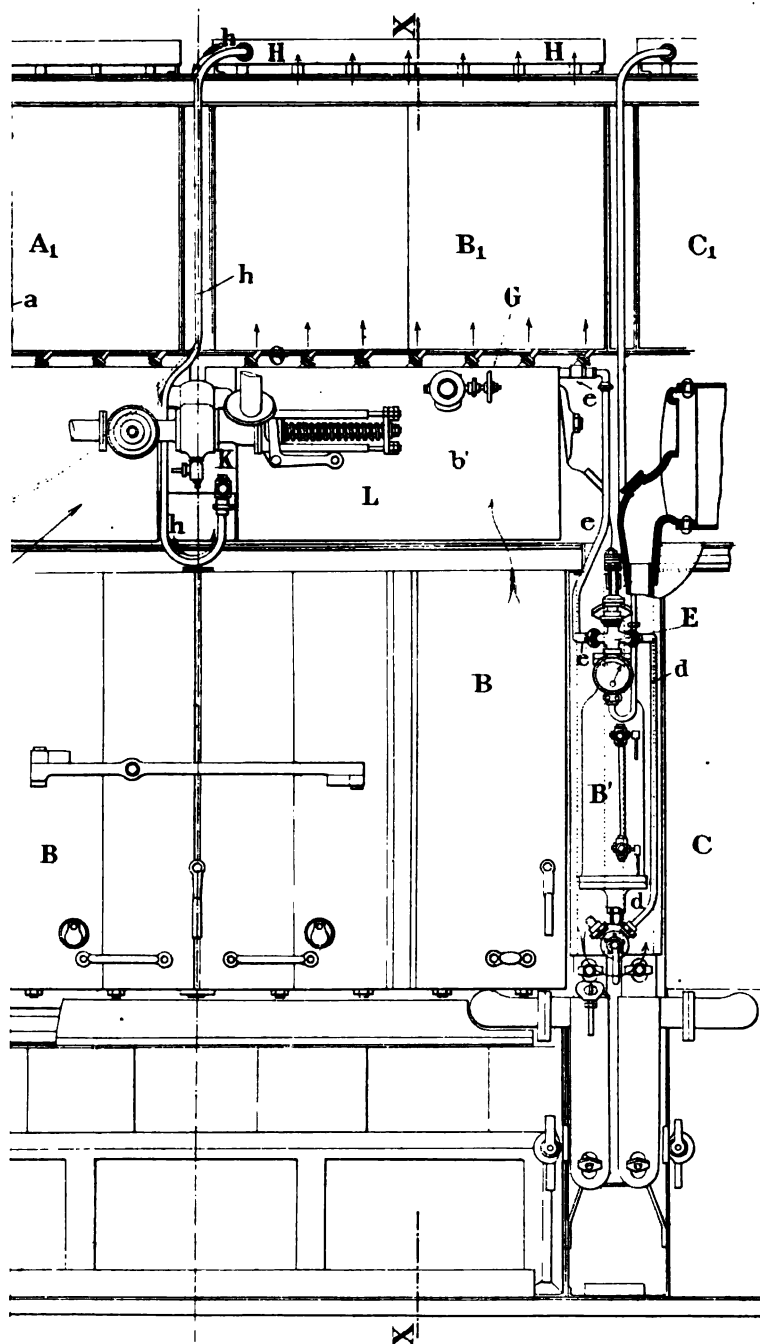
f

5

==

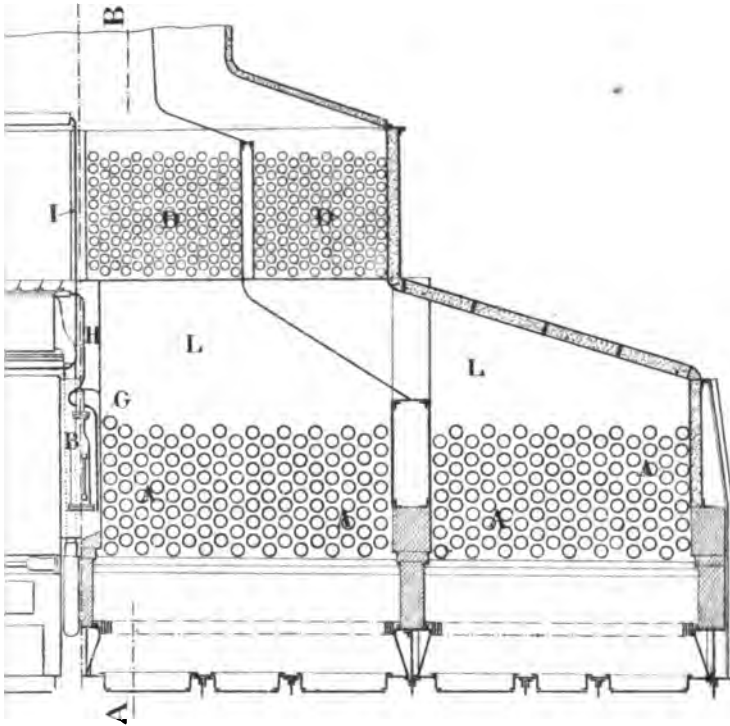
que, Paris.

Vue de face

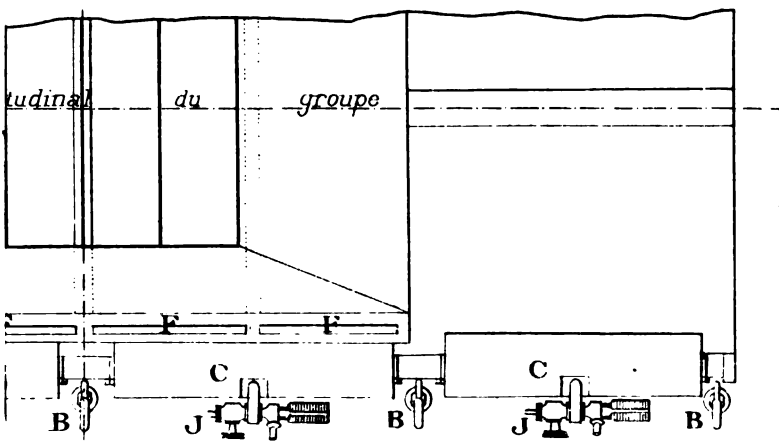


ngitudinale du groupe

$\frac{1}{2}$ Vue, Coupe par CD

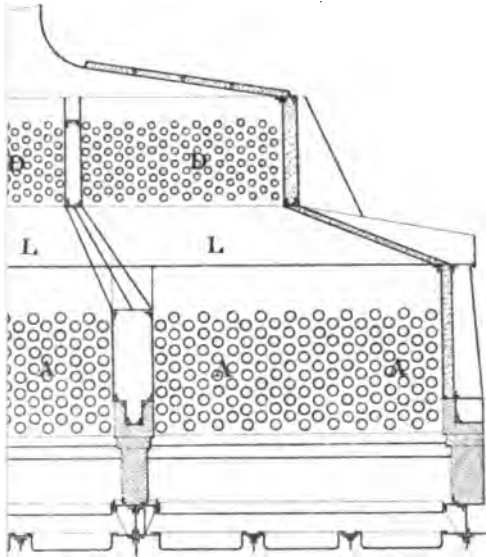


en plan extérieure

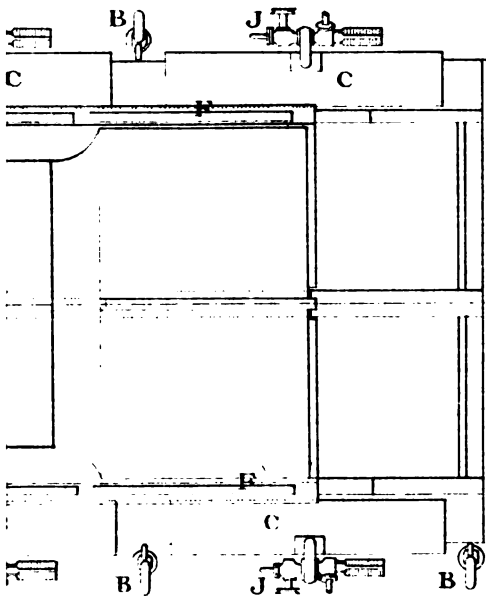


ale du groupe

$\frac{1}{2}$ Coupe par CD



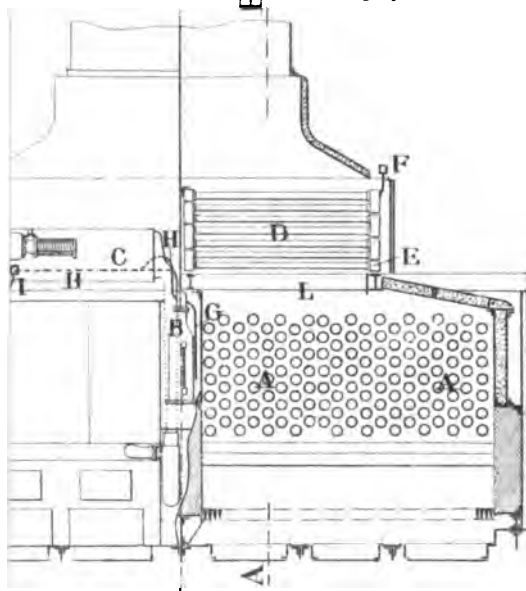
terneure



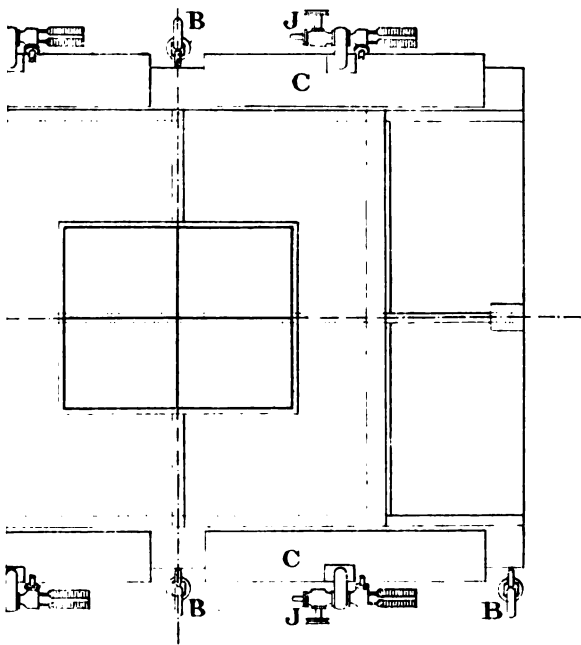
vation longitudinale du groupe

érieure

1/2 Coupe par CD

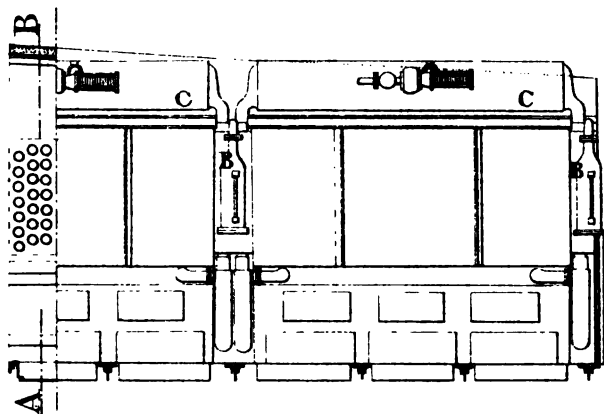


Vue en plan extérieure

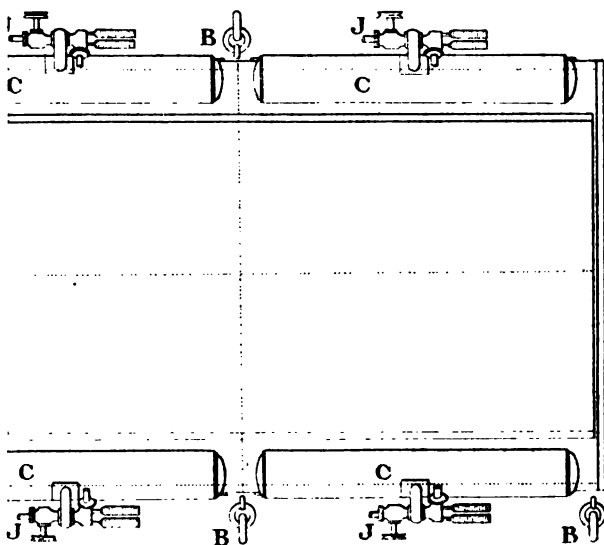


longitudinale du groupe

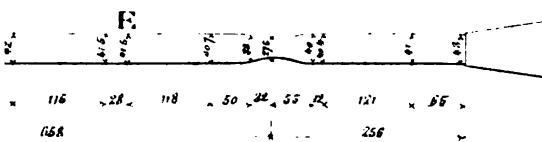
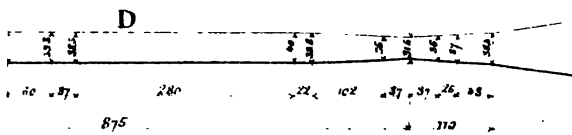
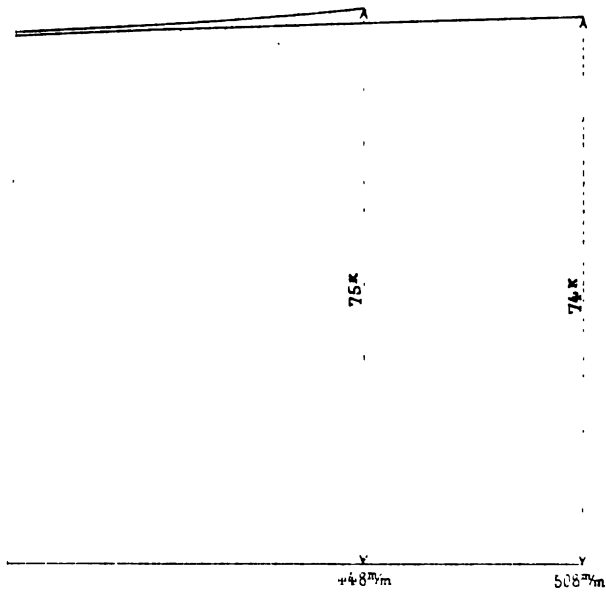
1/2 Vue extérieure



en plan extérieure

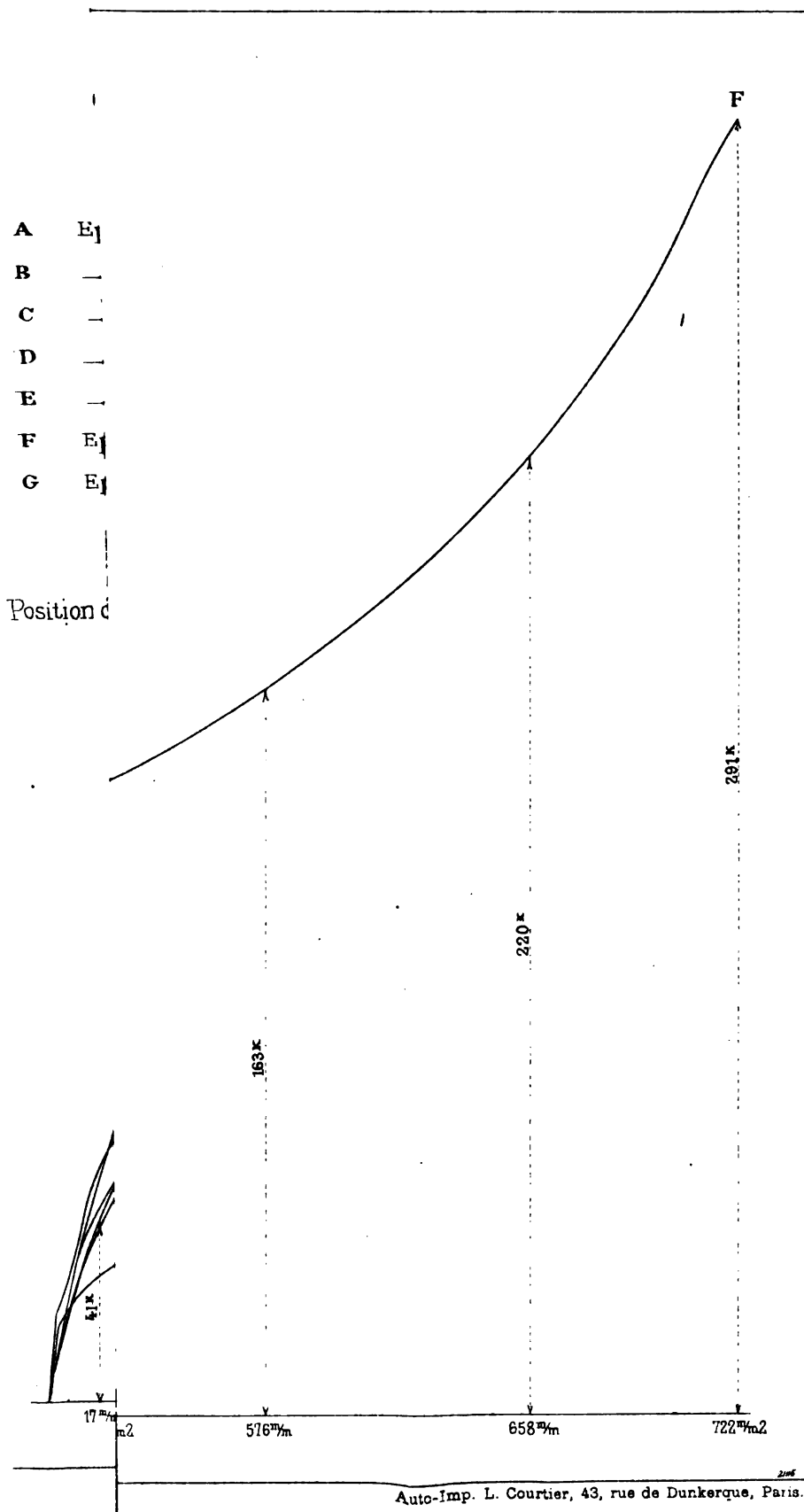


3E HYDRAULIQUE

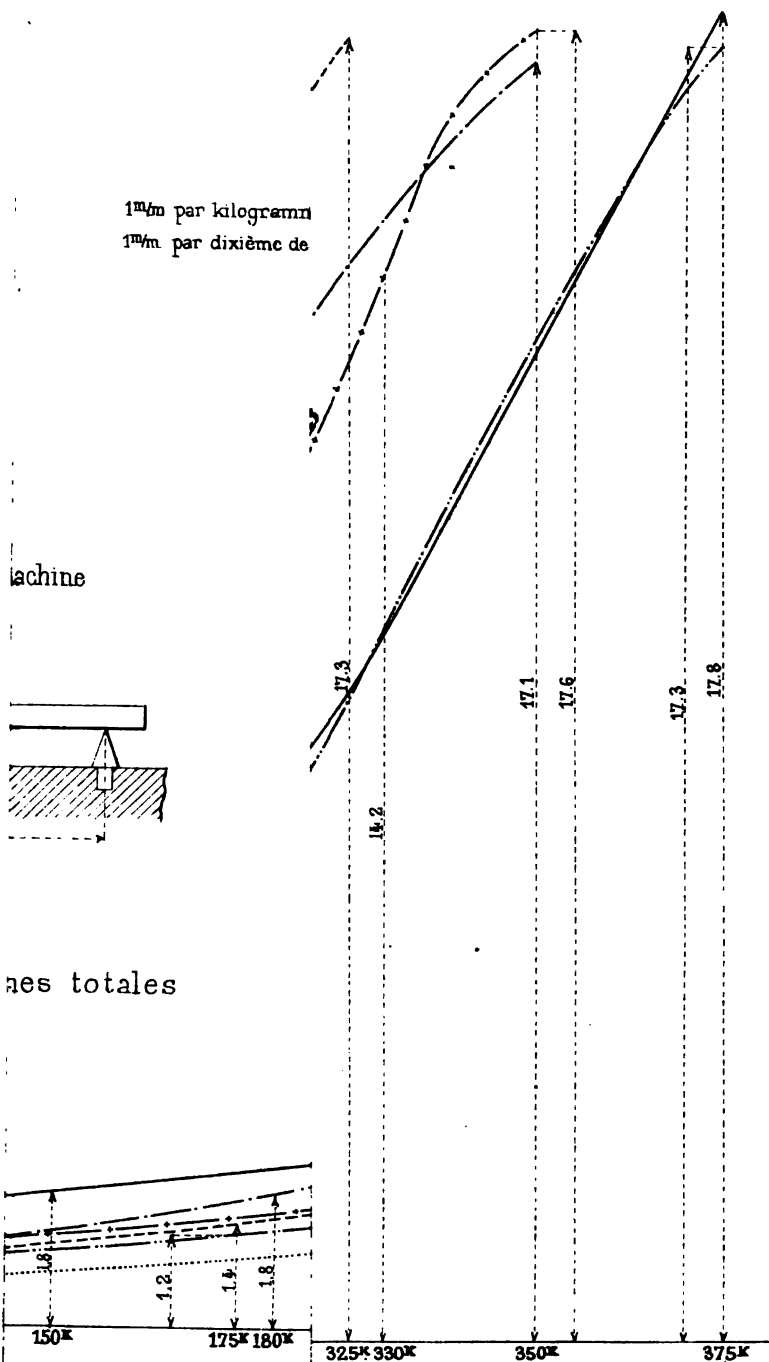


Légende

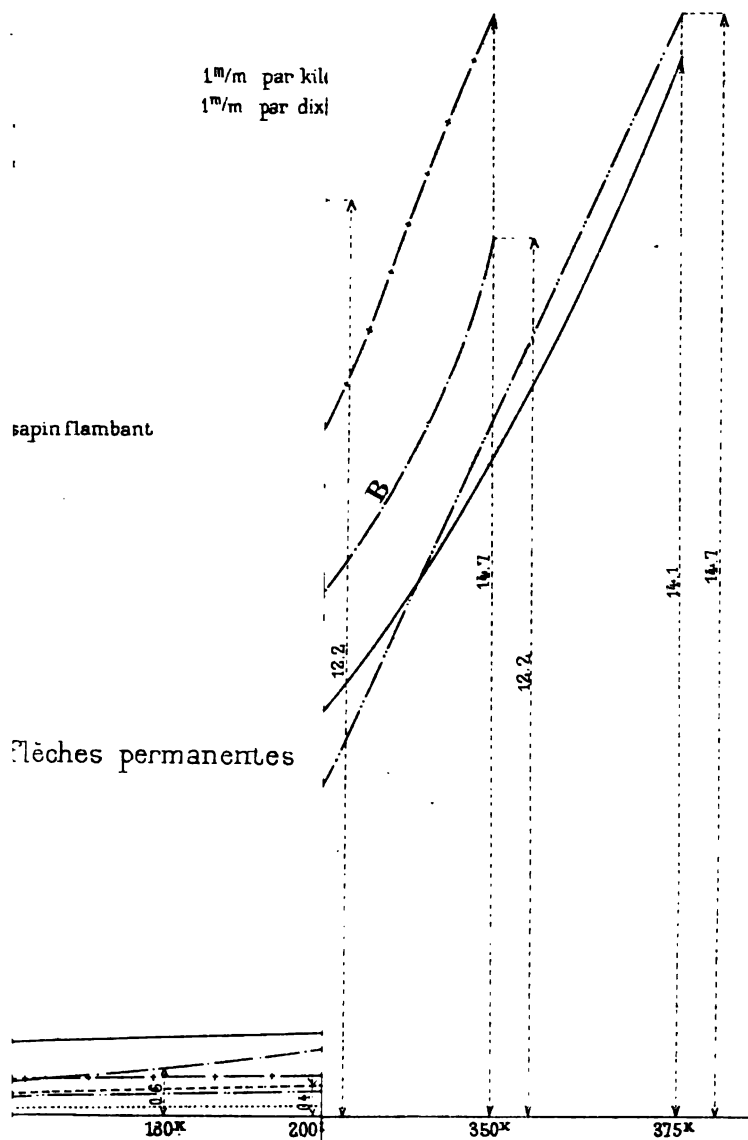
- Barre d'acier nickel simplement forgée
- d° — trempée trois fois au rouge cerise
- d° — recuite au rouge cerise
- d° — recuite au rouge sombre
- Barre d'acier doux trempée et recuite



R NICKEL CHROME. —



ACIER NICKEL CHROME



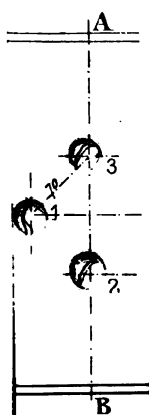
MÉMO

CHOC DI

Intérieure



Intérieure



égende

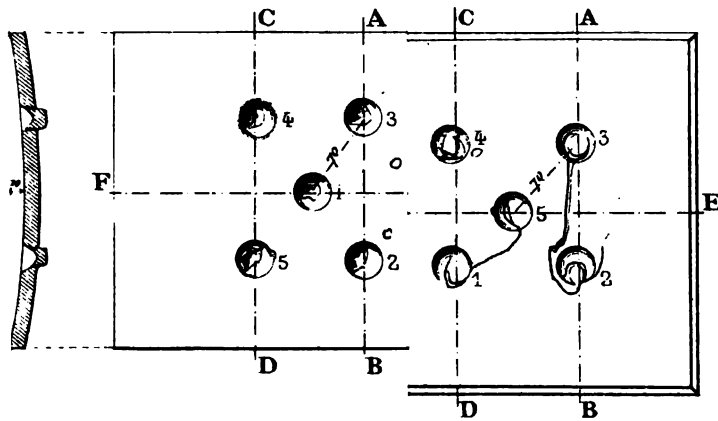
cier nickel trerr
— — — — — sim

ESSAIS AU CHOC D

de 15^mm

pe CD

Face antérieure Face antérieure



er au silicium de 19^mm
'usine d'Imphy

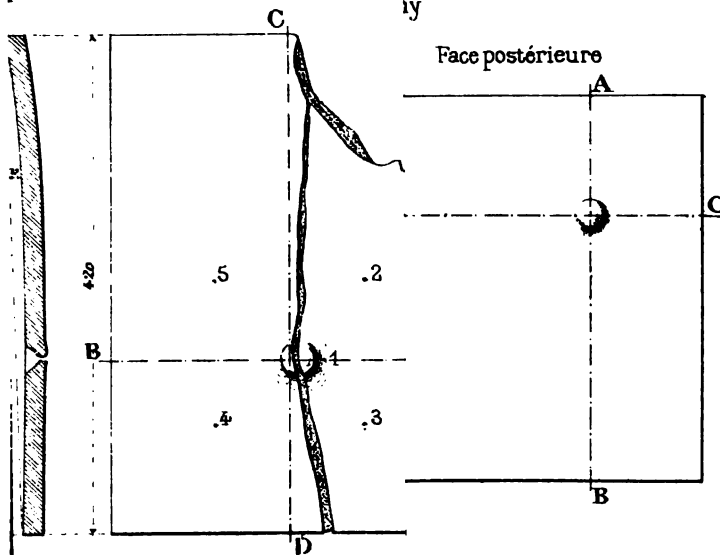
pe CD

Face postérieure

19^mm

ly

Face postérieure







This should be returned to
the Library or before the last date
stamped below.

A fine of five cents a day is incurred
by retaining it beyond the specified
time.

Please return promptly.